

Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

Análisis en ANSYS del contacto rueda-carril

Autor: Álvaro Cid Gárgoles

Tutor: Alejandro Bustos Caballero

Leganés, Septiembre de 2017

Título: Análisis en Ansys del contacto rueda-carril

Autor: Álvaro Cid Gárgoles

Tutor: Alejandro Bustos Caballero

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Fin de Grado el día 9 de Octubre de 2017 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

En primer lugar, este proyecto se le dedico a toda mi familia pero sobre todo a mi hermano y mis padres, que me han apoyado durante todos estos años y me han dado la oportunidad de poder estudiar esta carrera.

A mis amigos, tanto dentro de la universidad como fuera de ella, que siempre me han animado.

Y por último, a Alejandro Bustos Caballero por su paciencia y dedicación.

Resumen

El presente proyecto se centra en el mundo ferroviario, más concretamente en el estudio del contacto entre la rueda y el carril (propio de la tracción ferroviaria convencional) y entre la rueda y los rodillos (propio de la tracción en los bancos de pruebas).

Este contacto produce una huella de área pequeña, la cual es de vital importancia conocer para poder estudiar mejor la dinámica del tren, así como los fenómenos de desgaste y fatiga que se producen en el eje, carril y ruedas y que son muy importantes para la seguridad de los viajeros ya que pueden producir el descarrilamiento del tren.

Para llevar a cabo este estudio se ha empleado el método de elementos finitos (MEF) que lleva implementado el Software Ansys. Para la resolución de ambos conjuntos (rueda-carril y rueda-rodillos), los cuales han sido modelados según la normativa, primero hay que mallarlos, luego se deben especificar las condiciones de contorno (cargas y restricciones) y por último realizar las simulaciones.

Una vez acabadas las simulaciones, se recopilan los resultados que interesan (tensión de Von Mises, presión de contacto y área de contacto) y se comparan con los de un modelo hertziano de contacto para confirmar su validez.

Palabras clave: Contacto, rueda, carril, rodillos, MEF, Ansys, huella.

Abstract

The present project focuses on the railway industry, more specifically on the study of wheel-rail contact (conventional rail traction) and between wheel and roller (traction on test benches).

This contact produces a small area footprint, which is vital to know to determine accurately the dynamics of the train, as well as the fatigue and wear phenomena that occur on the axle, rail and wheels and are very important for the safety of travelers as they can cause train derailment.

To carry out this study the finite element method (MEF) has been used, which is inside the Ansys Software. For solving both sets (wheel-rail and wheel-rollers) which have been modeled according to the norm the sets are meshed first, then the boundary conditions (loads and constraints) must be specified and then the simulations are performed.

Once the simulations are finished, we compile the results that interest us (Von Misses stress, contact pressure and contact area) and compare them with those of a contact hertzian model to check their validity.

Keywords: Contact, Wheel, rail, rollers, MEF, Ansys, footprint.

Índice

1. Introducción	1
1.1. Ámbito y motivación	3
1.2. Objetivos.....	5
1.3. Estructura del proyecto	6
1.4. Marco regulador	7
 2. Complementos teóricos	 9
2.1. La vía ferroviaria	11
2.1.1 Introducción	11
2.1.2 Infraestructura.....	11
2.1.3 Superestructura	13
2.1.3.1 Carril	14
2.1.3.2 Traviesas	16
2.1.3.3 Sujeciones.....	17
2.1.3.4 Balasto	18
2.2. Material rodante.....	20
2.2.1 Introducción	20
2.2.2 Bogie	20
2.2.2.1 Clasificación de los bogies	21
2.2.2.2 Componentes del bogie.....	23
2.3. Contacto rueda-carril.....	32
2.3.1 Introducción	32
2.3.2 Teoría de Hertz. Contacto normal.	34
2.3.3 Teoría del Kalker. Contacto tangencial.....	36
 3. Herramientas empleadas	 39
3.1. Introducción.....	41
3.2. PCT Creo.....	41
3.3. Ansys.....	44

4. Metodología.....	53
4.1. Introducción.....	55
4.2. Modelado del carril	55
4.3. Modelado del eje.....	56
4.4. Modelado de la rueda	56
4.5. Modelado del rodillo	56
4.6. Conjunto rueda-carril	56
4.7. Conjunto rueda – 3 rodillos	56
4.7.1.Parametrización	57
4.8. Elección del material	57
4.9. Condición de simetría.....	58
4.10. Conexiones	59
4.11. Mallado.....	62
4.12. Condiciones de contorno.....	63
4.12.1 Restricciones.....	63
4.12.2 Cargas	64
4.13. Resultados teóricos	65
 5. Desarrollo del proyecto y resultados	 67
5.1. Introducción.....	69
5.2. Variación de cargas en el eje para el ensayo rueda-carril.....	70
5.3. Variación del diámetro del rodillo central con una carga de 10 T en el eje para el ensayo rueda-3 rodillos	75
 6. Conclusiones y trabajos futuros	 81
6.1. Conclusiones.....	83
6.2. Trabajos futuros.....	84
 7. Entorno socio-económico	 87
7.1. Introducción.....	89
7.2. Planificación.....	89

7.3. Presupuesto	90
7.4. Impacto socio-económico	92
8. Referencias.....	93
9. Anexos	97
9.1. Anexo A: Variación de cargas en el eje.....	99
9.2. Anexo B: Variación del diámetro del rodillo central con carga 10 Tn.....	108
9.3. Anexo C: Perfiles empleados en cada elemento	117

Índice de figuras

Figura 1.1. Banco de pruebas de la empresa DANOBAT.	4
Figura 2.1. Componentes de la vía.	11
Figura 2.2. Terraplén	12
Figura 2.3. Trinchera.....	12
Figura 2.4. Túnel ferroviario	12
Figura 2.5. Puente ferroviario.....	13
Figura 2.6. Viaducto ferroviario.....	13
Figura 2.7. Zonas características del perfil de un carril.	15
Figura 2.8. Traviesa.....	16
Figura 2.9. Traviesas de hormigón bloque	17
Figura 2.10. Traviesas de hormigón monobloque.....	17
Figura 2.11. Sujeciones directas.	18
Figura 2.12. Sujeciones indirectas.	18
Figura 2.13. Sujeciones mixtas.	18
Figura 2.14. Balasto.	19
Figura 2.15. Bogie tipo Ride Control A3	21
Figura 2.16. Bogie motor	22
Figura 2.17. Bogie remolcado.....	22
Figura 2.18. Bastidor de un bogie.....	23
Figura 2.19. Eje montado de un bogie.	23
Figura 2.20. Eje de un bogie y sus partes principales.....	24
Figura 2.21. Partes principales de la rueda de un bogie.	25
Figura 2.22. Tipo de rueda monobloque.	26
Figura 2.23. Tipo de rueda con centro y bandaje.....	26
Figura 2.24. Rueda ensamblada	27
Figura 2.25. Caja de grasas.	28
Figura 2.26. Reductores de engranaje.....	29
Figura 2.27. Tipos de transmisión.....	30
Figura 2.28. Suspensión primaria y secundaria.	31
Figura 2.29. Tipos de suspensión.....	31
Figura 2.30. Frenos de un bogie.	32
Figura 2.31. Esquema del contacto rueda-carril.	33
Figura 2.32. Caso ferroviario del contacto hertziano.	34
Figura 2.33. Determinación de la longitud de la curvatura del radio de rotura.	35
Figura 3.1. Guardado de archivo.	42
Figura 3.2. Opciones de selección antes de la exportación.	42
Figura 3.3. Creación de un nuevo conjunto.	43
Figura 3.4. Montar el conjunto.....	43
Figura 3.5. Conjunto rueda de tres rodillos.....	43

Figura 3.6. Opciones para establecer los parámetros.....	44
Figura 3.7. Elección del análisis correspondiente.	45
Figura 3.8. Menú pre-proceso.	46
Figura 3.9. Herramientas disponibles para crear una pieza y la pieza ya creada.	46
Figura 3.10. Biblioteca con los materiales disponibles.	47
Figura 3.11. Herramientas para el mallado.....	48
Figura 3.12. Generar la malla.	48
Figura 3.13. Pieza mallada.	48
Figura 3.14. Menú del proceso.....	49
Figura 3.15. Restricciones del conjunto.	49
Figura 3.16. Cargas del conjunto.	50
Figura 3.17. Elección de los resultados a visualizar.....	50
Figura 3.18. Resolución del problema.....	50
Figura 3.19. Menú del post-proceso.	51
Figura 3.20. Visualización de los resultados.....	51
Figura 4.1. Conjunto rueda-carril.	56
Figura 4.2. Montaje del conjunto rueda-3 rodillos 57	57
Figura 4.3. Acero en Ansys Workbench.....	58
Figura 4.4. Condición de simetría en el conjunto rueda-3 rodillos.	58
Figura 4.5. Condiciones de simetría en el conjunto rueda-carril.	59
Figura 4.6. Contacto entre el eje y la rueda.	59
Figura 4.7. Contacto entre la rueda y el carril.	59
Figura 4.8. Contacto entre rueda y rodillo.	60
Figura 4.9. Tipos de contacto en Ansys.	60
Figura 4.10. Parámetros del contacto bonded.....	60
Figura 4.11. Parámetros del contacto rough.	61
Figura 4.12. Mallado del conjunto rueda-carril.....	62
Figura 4.13. Mallado del conjunto de rueda-3 rodillos.	62
Figura 4.14. Restricción en el carril.	63
Figura 4.15. Restricción del eje.....	63
Figura 4.16. Restricción en los rodillos.....	64
Figura 4.17. Aplicación de la carga vertical.	64
Figura 4.18. Diagrama con los pasos a seguir durante la metodología.	65
Figura 5.1. Huella de contacto.....	70
Figura 5.2. Distribución de la tensión Von Misses para una carga de 10 T.....	71
Figura 5.3. Distribución de la presión de contacto para una carga de 10 T.....	72
Figura 5.4. Área de la zona de contacto para una carga de 10T.	72
Figura 5.5. Gráfica de la evolución de la presión de contacto con la carga ensayo rueda-carril.....	73
Figura 5.6. Gráfica de la evolución de la tensión de Von Misses con la carga en el ensayo rueda-carril.....	73

Figura 5.7. Gráfica de la evolución del área de contacto con carga ensayo rueda-carril.	74
Figura 5.8. Diámetro de 300 mm.	75
Figura 5.9. Huellas producida durante la simulación.	75
Figura 5.10. Tensión de Von Misses en los rodillos.	76
Figura 5.11. Presión de contacto en el rodillo izquierdo.	76
Figura 5.12. Área de contacto en el rodillo izquierdo.	76
Figura 5.13. Presión de contacto en el rodillo central.	77
Figura 5.14. Área de contacto en el rodillo central.	77
Figura 5.15. Presión de contacto del rodillo derecho.	77
Figura 5.16. Área de contacto del rodillo derecho.	78
Figura 5.17. Gráfica de la evolución de la tensión Von Misses con la variación del diámetro central en el ensayo rueda-3 rodillos.	79
Figura 5.18. Gráfica de la evolución de la presión de contacto con variación del diámetro central en el ensayo rueda-3 rodillos.	79
Figura 5.19. Gráfica de la evolución del área de contacto con variación del diámetro central en ensayo rueda-3 rodillos.	80
Figura 7.1. Diagrama de Gantt.	90

Índice de tablas

Tabla 2.1. Coeficientes de Hertz.....	36
Tabla 2.2. Coeficientes de Kalker.	38
Tabla 3.1. Diferencias entre Ansys Workbench y Ansys APDL.	51
Tabla 4.1. Contenido máximo en porcentaje de cada elemento específico en el acero R8.	57
Tabla 4.2. Ventajas y desventajas de la formulación “Pure Penalty”.	61
Tabla 5.1. Teoría de Hertz para la variación de cargas en el ensayo rueda-carril.....	69
Tabla 5.2. Teoría de Hertz para la variación de distancias entre los rodillos para carga de 10 T en el ensayo rueda-2 rodillos.	69
Tabla 5.3. Teoría de Hertz para la variación del radio del rodillo para una carga de 20 T en el ensayo rueda-1 rodillo.....	70
Tabla 5.4. Resultados del modelo rueda-carril con variación de carga en el eje.....	73
Tabla 5.5. Resultados de las distintas simulaciones del conjunto rueda – 3 rodillos. ...	78
Tabla 7.1. Costes de licencias de software.....	90
Tabla 7.2. Costes de personal.....	91
Tabla 7.3. Costes de equipos informáticos.....	91
Tabla 7.4. Resumen de costes y coste total	92

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Ámbito y motivación

Actualmente en el sector del transporte el ferrocarril tiene una gran importancia ya que es uno de los principales medios de transporte, tanto de personas como de mercancías, debido a las ventajas que presenta con respecto a otros medios de transporte convencionales. Algunas de estas ventajas son ofrecer un alto grado de confort y seguridad, un bajo consumo energético, posibilidad de alcanzar altas velocidades, emite menos emisiones contaminantes al medio ambiente, etc.

En España el sector ferroviario se ha convertido en uno de los principales motores de la economía. Cada vez se realizan más inversiones y se crean más puestos de trabajo en diferentes ámbitos, pero sobre todo en los relacionados con la alta velocidad.

La internacionalización también ha jugado un papel clave en el sector ferroviario en España. Cada vez son más las empresas españolas que operan fuera del país, tanto exportando su tecnología como trabajando en importantes proyectos junto a compañías de otros países. Alguno de estos proyectos son el que se está realizando en Arabia Saudí y que unirá a través de la alta velocidad La Meca con la ciudad de Medina, cuyo consorcio está liderado por un grupo empresarial español.

La seguridad es uno de los temas más importantes y preocupantes, es por eso que las empresas realizan importantes desembolsos en este aspecto y más ahora que se consiguen alcanzar mayores velocidades. Mayores velocidades también suponen un problema ya que si existen desplazamientos a altas velocidades se puede producir el descarrilamiento del tren y esto supondría un terrible accidente. Es por esto por lo que es importante asegurar, mantener y verificar el correcto funcionamiento de cada uno de los elementos y también es imprescindible conocer los fenómenos que ocurren en la zona de contacto rueda – carril.

Para estudiar estos fenómenos, las empresas realizan distintas pruebas en bancos de ensayo (ver figura 1.1), que pretenden ser una herramienta de apoyo para evaluar el correcto mantenimiento de las partes giratorias de los bogies y los rodamientos. Estos bancos de ensayo suelen ser de rodillos y deben cumplir las siguientes características [1]:

- Posibilidad de trabajar bajo distintas condiciones.
- Posibilidad de incorporar más elementos.
- Posibilidad de regular la velocidad de giro, manteniéndola a niveles estables en cualquier régimen.
- Diseño que permita un manejo fácil y cómodo y que sea seguro para el usuario.
- Incorporar un sistema de medida que permita una fácil recopilación e interpretación de los datos, así como asegurar la fiabilidad de estos.



Figura 1.1. Banco de pruebas de la empresa DANOBAT.

También se utilizan como soporte a la ingeniería, software de simulación, los cuales pueden separarse en dos partes, la primera es el diseño asistido por ordenador (CAD) que permiten que un ingeniero tanto de forma interactiva como automática pueda analizar variantes de diseño, para encontrar el diseño óptimo para la fabricación y reducir al mínimo el uso de prototipos físicos. La otra parte funciona bajo la teoría de elementos finitos y permite simular y analizar los diseños realizados con el ordenador. Este método por características como su fácil manejo, su rapidez en la resolución y la calidad de los resultados obtenidos, sería ideal para tratar problemas del mundo real en los que la geometría o las condiciones de contorno son demasiado complejas [2].

El contacto rueda – carril presenta geometrías y condiciones de contorno bastante complejas, por lo que utilizar estas herramientas sería lo más apropiado ya que también nos permiten analizar la zona de contacto que es donde mayores presiones se alcanzan. Un estudio en profundidad de esta zona, podría conseguir que el tren circule bajo otras condiciones, como por ejemplo a mayor velocidad de lo que lo puede hacer actualmente o bajo otras condiciones de carga.

1.2. Objetivos

Este Trabajo de Fin de Grado se enmarca dentro de las líneas de investigación que el grupo MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid desarrolla en el ámbito del ferrocarril. Más concretamente, el Trabajo Fin de Grado se centrará en el estudio del contacto rueda-carril y rueda-rodillos.

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grados es

“La simulación y análisis de modelos numéricos sobre ANSYS que permitan estudiar la evolución de la huella de contacto para rueda-carril y rueda-rodillos”.

La consecución del objetivo principal implica la superación de los objetivos secundarios que se detallan a continuación:

- Búsqueda de documentación sobre los distintos elementos que conforman un sistema ferroviario, principalmente la vía y los vehículos ferroviarios, así como las diferentes teorías que explican el fenómeno del contacto rueda-carril.
- Selección de la normativa vigente en el sector ferroviario aplicable a los propósitos de este trabajo, ya que todos los elementos están normalizados.
- Adaptación de modelos realizados en trabajos anteriores para su análisis en un programa de elementos finitos especializado.
- Establecer unas condiciones de contorno (cargas y restricciones) que permitan asemejar el modelo a la realidad.
- Realizar un mallado de los modelos de la forma más precisa posible, refinando la malla en la zona de contacto.
- Crear un modelo de contacto que simule adecuadamente el fenómeno del contacto rueda-carril y rueda-rodillos, en distintas condiciones.
- Analizar los resultados obtenidos, centrándose en la tensión de Von Mises, en la presión de contacto y área de contacto para determinar su validez mediante la comparación con modelos teóricos aceptados por la comunidad científica.
- Estudio de la variación de los resultados al aplicar condiciones de contorno y/o geometrías variables.

Para conseguir estos objetivos se han utilizado diversos recursos:

- Primero se hará uso de unos modelos realizados previamente en el seno del grupo de investigación MAQLAB, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la universidad Carlos III de Madrid.
- Se empleará el programa PTC Creo para la modificación y exportación de los modelos.
- Se utilizará el programa Ansys para realizar el mallado de los conjuntos, establecer los contactos, imponer las condiciones de contorno y para realizar las simulaciones.
- Se hará uso también de los resultados proporcionados por el grupo de investigación MAQLAB, los cuales se basan en el modelo propuesto por A. A. Shabana basado en la teoría de Hertz e implementado en el programa MATLAB. Con estos resultados se procederá a compararlos con los obtenidos en las simulaciones para el caso rueda – carril.
- Por último se utilizará Microsoft Office Word para la redacción y edición de la memoria, y Microsoft Office Excel para elaborar las gráficas y tablas que recogerán los resultados obtenidos en las simulaciones

1.3. Estructura del proyecto

El presente proyecto consta de siete capítulos más las referencias y anexos, a continuación se incluye un breve resumen de cada capítulo:

1. Introducción: En este capítulo se hace un pequeño resumen del contenido del trabajo así como de las motivaciones que han llevado a su realización y la estructura del mismo.
2. Complementos teóricos: El objetivo de este capítulo es dar una visión completa sobre este fenómeno, para ello se describen los diferentes componentes de la vía y del bogie, así como las diferentes teorías existentes para calcular el contacto.

3. Herramientas empleadas: En este capítulo se hace una pequeña introducción sobre el Método de Elementos Finitos, y a continuación se explica de forma más detallada las herramientas empleadas en este trabajo, que son PTC Creo y Ansys.
4. Metodología: Aquí se explican todos los pasos que hay que seguir para poder realizar la simulación de los conjuntos y poder así obtener los resultados correctos.
5. Desarrollo del proyecto y resultados: En ese capítulo se presentan las diversas simulaciones llevadas a cabo, así como la comparación de sus respectivos resultados con los obtenidos mediante el modelo teórico.
6. Conclusiones y trabajos futuros: Se resumen las conclusiones a las que se ha llegado tras la elaboración del trabajo y también se proponen trabajos futuros para abordar temas no tratados en este proyecto y que podrían mejorar y completar este trabajo.
7. Presupuesto: En este capítulo se estima el presupuesto que ha costado la elaboración de este trabajo, para esto se tienen en cuenta varios costes como el de licencias de software, de personal etc. También se describe el marco socio – económico en el que se desarrolla el trabajo.

Referencias: Se mencionan todas las fuentes bibliográficas a las que se ha recurrido para la realización de este trabajo, ya sean páginas web, trabajos de fin de carrera, tesis, libros...

Anexos: Aquí se incluyen los resultados de los otros dos experimentos realizados y también los perfiles del carril, rueda, eje y rodillos empleados en las simulaciones.

1.4. Marco regulador

Como se ha comentado anteriormente, en este trabajo todos los elementos empleados están normalizados. Por eso a continuación se especificarán las normas que se han seguido en cuanto a la selección del material y del perfil de los elementos que intervienen en las simulaciones, y que son la rueda, el eje y el carril.

- Respecto al material se utilizará el acero R8 según UIC 812/3.
- Norma UNE-EN 13261:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto [3].
- Norma UNE-EN 13103:2010: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño [4].
- Norma N.T.M. 4643.202.00: Norma Técnica Mantenimiento. Eje Montado. U.T. CIVIA (CAF-SIEMENS). Edición julio 2011 [5].
- Norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto [6].
- Norma UNE-EN 13715:2005: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura [7].
- Norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008: Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 Kg/m [8].

Aunque no se han empleado en las simulaciones, los demás elementos que forman el bogie también están normalizados, y según como se hayan fabricado algunos de ellos podría repercutir sobre la carga en el eje, por eso se mencionarán algunas de las normas que siguen dichos elementos.

Por ejemplo en cuanto a la integridad de la estructura del bastidor de bogie, de todos los equipos fijados al mismo y de la unión caja- bogie se demostrará basándose en los métodos establecidos en el apartado 6.2 de la norma UNE-EN 13749:2011 [9].

En el caso de las cajas de grasa se diseñarán teniendo en cuenta la resistencia mecánica y las características de fatiga. La demostración de la conformidad de las características de resistencia mecánica y de fatiga de los rodamientos se efectuará con arreglo al apartado 6 de la norma UNE-EN 12082:2008 + A1:2011 [10].

2. COMPLEMENTOS TEÓRICOS

2.1. La vía ferroviaria

2.1.1 Introducción

La vía ferroviaria es el conjunto que constituye el camino de rodadura por el que circulan los vehículos ferroviarios y tiene dos funciones importantes, la de guiar el material rodante y la de soportar la carga (Figura 2.1).

La vía ferroviaria está constituida principalmente por la infraestructura y la superestructura [11].

A parte de lo anterior también hay que tener en cuenta otros elementos importantes como son las instalaciones de suministro de potencia, instalaciones eléctricas o sistemas de señalización.

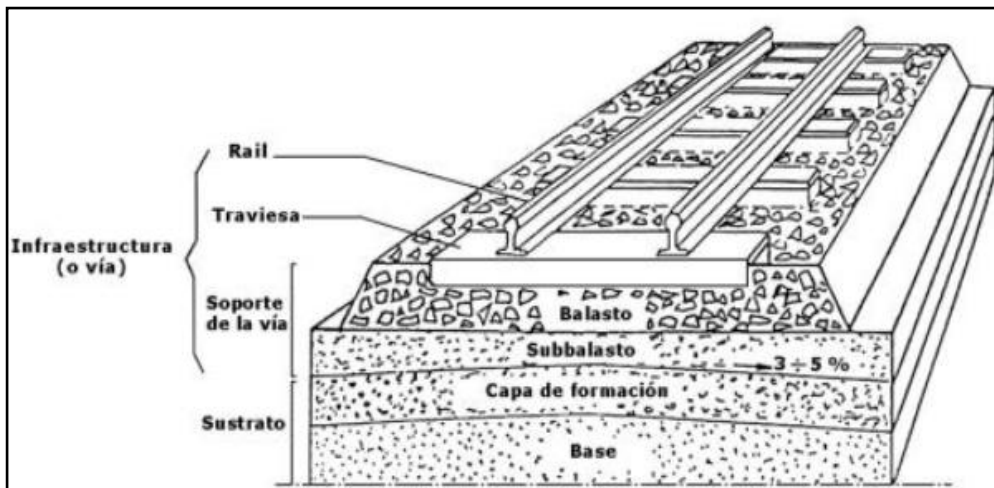


Figura 2.1. Componentes de la vía.

2.1.2 Infraestructura

La infraestructura es el conjunto de obras de tierra y de fábrica necesarias para construir la plataforma, la cual servirá de base al camino de rodadura y sobre la que luego se apoyará la superestructura. Debe ser capaz de aguantar los grandes esfuerzos debidos a la marcha del tren. Entre las obras de tierra se encuentran los terraplenes (ver Figura 2.2), las trincheras (ver Figura 2.3) y los túneles (ver Figura 2.4) y entre las obras de fábrica, los puentes (ver Figura 2.5), viaductos (ver Figura 2.6), drenajes y pasos a nivel.

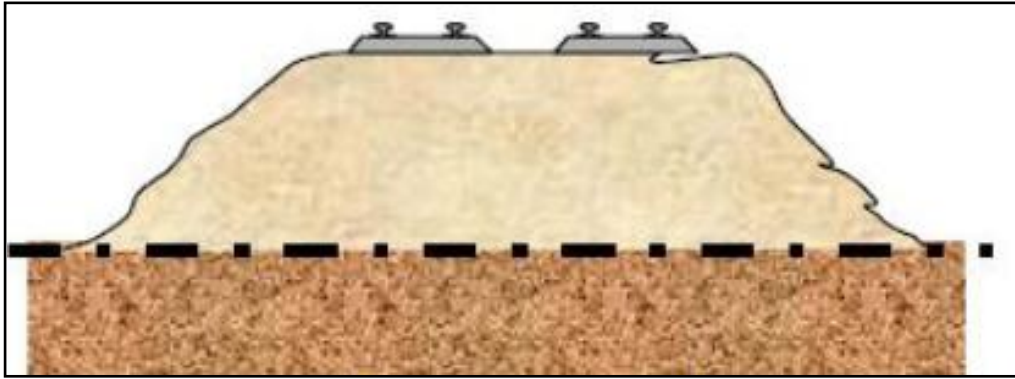


Figura 2.2. Terraplén

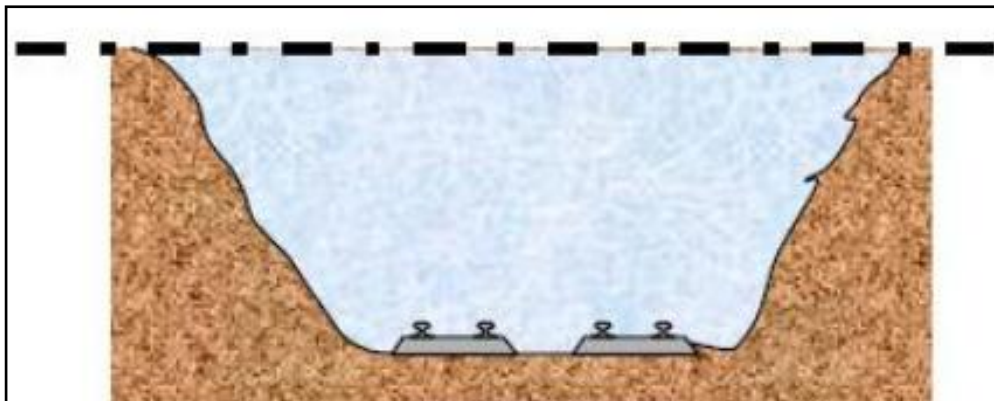


Figura 2.3. Trinchera



Figura 2.4. Túnel ferroviario



Figura 2.5. Puente ferroviario



Figura 2.6. Viaducto ferroviario

2.1.3 Superestructura

La superestructura es el conjunto de elementos sobre los cuales se desplaza el material rodante y a través de los cuales se transmiten todos los esfuerzos hasta la plataforma.

Está constituida por carriles, estos se fijan sobre las traviesas mediante sujeciones, apoyando las traviesas a su vez en el balasto [12].

Sin embargo, también hay que incluir el conjunto de aparatos e instalaciones necesarias para que los trenes puedan circular con garantías de eficacia y seguridad.

2.1.3.1 Carril

Es el elemento de la superestructura que soporta directamente la carga de la rueda, sus funciones son las siguientes:

- Resistir y transmitir los esfuerzos que soporta a los demás elementos que componen la vía. Estos esfuerzos pueden ser verticales, longitudinales y transversales.
- Guiado de las ruedas del vehículo.
- Conducción de corriente de electrificación y señalización.

Para que pueda cumplir con estas funciones hacen falta unas características que presentan exigencias contrapuestas.

- Rigidez y flexibilidad. El carril debe de tener la rigidez suficiente para evitar la flexión bajo la carga del tren, pero a su vez hace falta también una cierta flexibilidad para evitar roturas por los efectos dinámicos generados por la propia rigidez.
- Peso por metro. Contra más peso por metro, más dura el carril puesto que menos sufre a fatiga. Pero por motivos económicos es conveniente el menor peso por metro posible.
- Adherencia rueda-carril. La adherencia es baja y esto es una ventaja, sobre todo en el aspecto económico puesto que permite el desplazamiento de grandes cargas con un bajo coste energético. Pero esta baja adherencia presenta un problema y es que limita mucho las pendientes y rampas que pueden subir o bajar un tren.
- Sección transversal. Lo óptimo sería diseñar una determina sección de carril en función de los esfuerzos que va a soportar y del tren que circulará por ella. Debido a que los carriles se fabrican en industrias pesadas, y estas exigen una cierta estandarización se acaba limitando la gama de perfiles.

Respecto al perfil de carril empleado, actualmente el más utilizado es el del carril de Vignole, que se caracteriza por tener tres partes bien diferenciadas: cabeza, alma y patín (ver Figura 2.7).

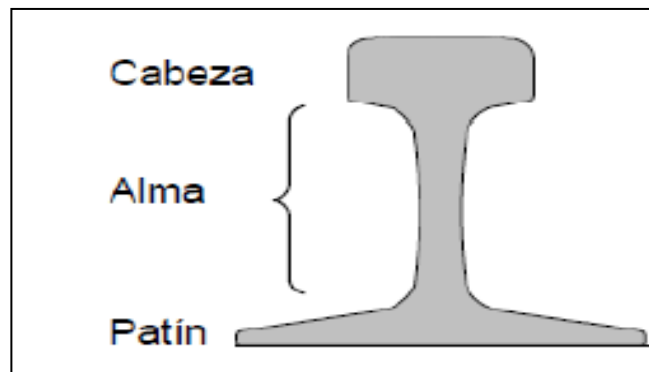


Figura 2.7. Zonas características del perfil de un carril.

Cabeza

Debe tener una forma adecuada y el suficiente tamaño para conseguir un buen contacto con la llanta. Sus dimensiones deben ser suficientes para:

- Transmitir los esfuerzos al alma.
- Que el contacto entre la rueda y el carril, permita un reparto uniforme de las cargas.
- Mantener un margen de desgaste lateral en curvas y un margen de desgaste vertical por efecto del rozamiento.

Alma

La principal función del alma es la de transmitir los esfuerzos que se generan en la cabeza hasta el patín.

Otras funciones son las de dar inercia vertical y permitir el embridado.

Por último debe tener un espesor adecuado para soportar los esfuerzos cortantes, las tensiones cercanas a los agujeros de las bridas y para contrarrestar la corrosión [13].

Patín

Sus funciones principales son las de transmitir las cargas al resto de elementos de la vía y de aportar estabilidad.

El patín se caracteriza por el ancho, espesor y forma de las alas.

El ancho debe ser suficiente para asegurar un adecuado reparto de cargas y evitar el vuelco.

El espesor y la forma de las alas están condicionados por el equilibrio de las masas que debe existir entre las diferentes partes que constituyen el carril.

Por último en cuanto al material empleado en la fabricación de los carriles, actualmente se emplea el acero, aleaciones de hierro en que la proporción de carbono es importante y que se pueda forjar.

El acero debe de contar con características como la ausencia de fragilidad, alta resistencia a la abrasión, facilidad de soldar y un coste aceptable.

2.1.3.2 Traviesas

Son los elementos transversales de la vía que se colocan en posición transversal al eje de esta, se sitúan entre el balasto y los carriles. Mediante las sujeciones y a través de la traviesa se conectan carril y balasto (ver Figura 2.8).

Las traviesas junto con los carriles forman el emparrillado de la vía.

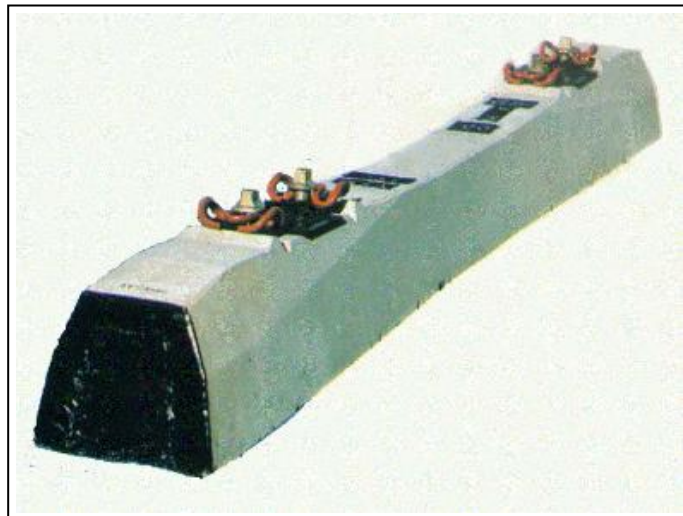


Figura 2.8. Traviesa

Funciones

Las traviesas deben cumplir las siguientes funciones:

- Ser capaces de resistir los esfuerzos creados por el tren, que recibe el carril y que se transmiten al balasto.
- Dar un soporte estable a los carriles.
- Mantener el ancho de vía y su nivelación.
- Mantener la inclinación de 1/20 en los carriles.
- Mantener el aislamiento eléctrico para evitar la transmisión de corriente de un carril a otro.
- Amortiguar las acciones dinámicas.

Clasificación

Las traviesas se clasifican en función del material del que están constituidas y que pueden ser de madera, acero, fundición, hormigón armado, sintético, pretensado y post-tensados.

Y tipológicamente pueden ser bibloque, monobloque, semitraviesas o de rótulas (ver Figura 2.9 y Figura 2.10)



Figura 2.9. Traviesas de hormigón bibloque



Figura 2.10. Traviesas de hormigón monobloque.

2.1.3.3 Sujeciones

Son los elementos que mantienen unidos los carriles con las traviesas, manteniéndolos en posición vertical e impidiendo así su movimiento.

Funciones

Las principales funciones de las sujeciones son:

- Mantener el ancho de la vía.
- Evitar que vuelque el carril.
- Impedir el desplazamiento longitudinal del carril.
- Mantener unidos el carril y la traviesa con un apriete suficiente.
- Conseguir la elasticidad adecuada en el contacto carril-traviesa.
- Aislamiento eléctrico entre ambos hilos de carril.

Clasificación

En función de la forma de anclaje a la traviesa, las sujeciones se pueden clasificar en directas, indirectas y mixtas (ver Figura 2.11, Figura 2.12 y Figura 2.13).

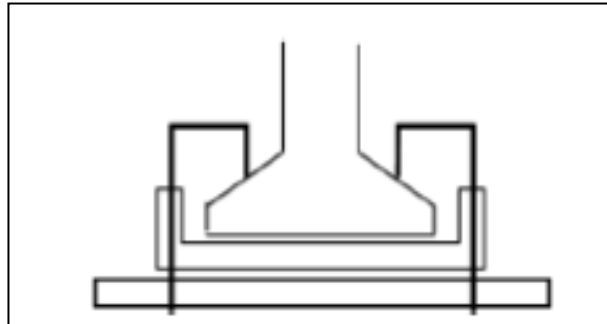


Figura 2.11. Sujeciones directas.

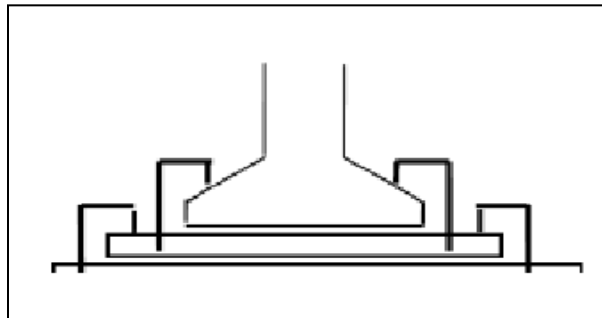


Figura 2.12. Sujeciones indirectas.

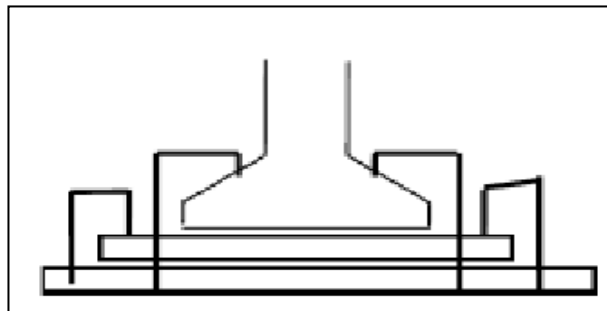


Figura 2.13. Sujeciones mixtas.

Y dependiendo de las características de los elementos que forman el sistema de sujeción pueden ser sujeciones rígidas o elásticas.

2.1.3.4 Balasto

Es un elemento granuloso grueso colocado entre las traviesas y la plataforma y debe cumplir las siguientes funciones principales [14] (ver Figura 2.14):

- Proporcionar elasticidad y amortiguamiento a la vía.
- Reducir la presión que llegue a la superficie de la plataforma.
- Soportar la abrasión que se pueda producir por el contacto entre las partículas y las infraestructuras rígidas.

Está formado por piedras que deben cumplir las siguientes características:

- Deben de tener aristas vivas con el fin de mejorar el rozamiento interno.
- Deben de tener forma poliédrica.
- Alta dureza a compresión.
- Gran resistencia al desgaste.
- No puede haber grano fino ya que podría obstruir el paso del agua.
- La naturaleza de las rocas deben ser de rocas homogéneas sin facilidad para disgregarse.
- Las rocas no deben ser susceptibles a la oxidación o ataque químico por agua, carbónicos o sulfatos.

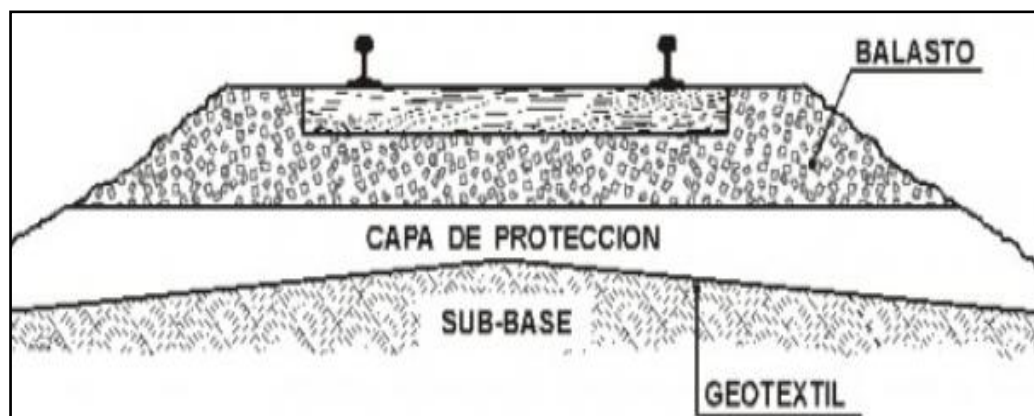


Figura 2.14. Balasto.

Funciones

Otras de las funciones del balasto son las siguientes:

- Soportar y distribuir uniformemente las cargas que provienen de las traviesas.
- Permitir el drenaje de la vía.

- Evitar que crezca vegetación entre el balasto.
- Evitar la formación de hielo.
- Asegurar la vía impidiendo el movimiento lateral y longitudinal.
- Proteger la plataforma de los cambios de humedad.
- Facilitar el mantenimiento mediante operaciones de bateado, nivelación y alineación.

Clasificación

En función de la calidad de las rocas de las que procede el balasto, este puede clasificarse en:

- Balastos tipo A: rocas ígneas ácidas.
- Balastos tipo B: calizas duras.

2.2. Material rodante

2.2.1 Introducción

El material rodante es todo aquello que es apto para circular por las vías ferroviarias y es el encargado de proporcionar al vehículo una conducción segura a lo largo del camino de rodadura. Dependiendo de si lleva motor o no para su propulsión se pueden clasificar en material motor o en material remolcado. Algunos tipos de vehículos pueden llevar incorporados bogies.

2.2.2 Bogie

Un bogie es un dispositivo giratorio dotado de dos o más ejes, cada uno con dos ruedas, sobre los que se apoya un vehículo ferroviario y que puede pivotar bajo él, un ejemplo de bogie se puede observar en la Figura 2.15.



Figura 2.15. Bogie tipo Ride Control A3

El empleo de bogies surge de la necesidad de regular la distribución del peso del vehículo en más de dos ejes mientras este circula por una curva, para de esta forma no generar esfuerzos excesivos.

Una distribución desigual puede originar grandes desplazamientos laterales relativos entre el eje y el vehículo, generando así elevados esfuerzos y elevados ángulos de ataque entre la rueda y el carril, aumentando las posibilidades de descarrilamiento.

Sus principales funciones son [15]:

- Soportar las cargas y transmitir las fuerzas de tracción y de frenado.
- Guiar el vehículo de manera segura y absorber los defectos de la vía.
- Garantizar el confort de los pasajeros, absorbiendo la energía procedente de las imperfecciones de la vía a través de los sistemas de suspensión y amortiguamiento.
- Asegurar la estabilidad en tramos rectos y en curvas.

2.2.2.1 Clasificación de los bogies

Se pueden clasificar los bogies en función de [16]:

- Números de ejes montados

Se clasifican en bogies de un solo eje, de dos ejes, de tres ejes, etc., según el número de ejes que lo componen. El tipo más utilizado es el bogie de dos ejes.

- Estructura y diseño de la suspensión.
 - Bogies articulados y no articulados : La principal diferencia que existe entre estos dos tipos es que mientras que dos bogies no articulados soportan el

cuerpo de un solo vagón, un solo bogie articulado soporta la parte posterior del vagón precedente y la parte delantera del vagón anterior. Cabe destacar que el bogie articulado ofrece ventajas como el confort y un menor ruido durante el viaje.

- Bogie de suspensión colgante y bogie con un pequeño muelle lateral rígido reforzado: el primero proporciona un alto grado de confort, pero su mantenimiento es demasiado complicado debido a la complejidad de su estructura y al gran número de piezas que los forman. Y el segundo debido a su sencillez ha terminado sustituyendo a los de suspensión colgante.
 - Bogie con refuerzo y sin refuerzo: el primero tiene un pivote central que sirve como centro de rotación y soportes laterales que resisten la rotación. Y el segundo mejora sus cualidades reduciendo el número de partes y el peso de éste.
- Lleve motor o no.
 - Bogie motor o bogie remolcado: el primero que se puede observar en la figura 2.16. lleva incorporado un motor para su autopropulsión, y el segundo no lleva motor, por lo que es más sencillo y también se puede observar en la Figura 2.17.

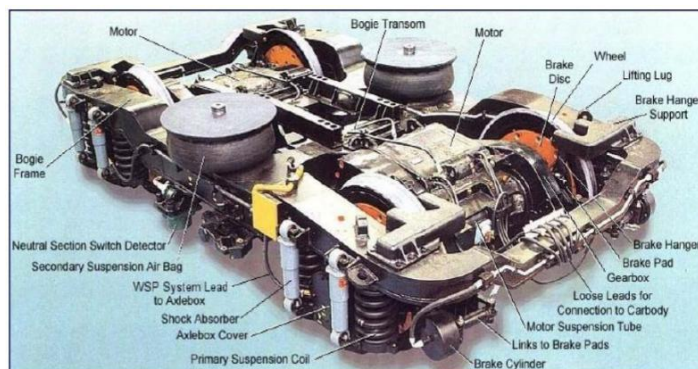


Figura 2.16. Bogie motor



Figura 2.17. Bogie remolcado

2.2.2.2 Componentes del bogie

Bastidor

El bastidor o chasis de un bogie es una estructura metálica normalmente de acero en forma de H que aloja los distintos equipos al bogie como pueden ser motores, guiados de ejes, timonería de freno, cilindros de freno etc. y se encarga de transmitir todas las fuerzas entre los ejes montados y el cuerpo del vehículo [17].

En la Figura 2.18 se aprecia cómo es el bastidor de un bogie.



Figura 2.18. Bastidor de un bogie.

El cuerpo del vehículo se conecta al chasis del bogie mediante un plato central plano y soportes laterales rígidos.

Su mantenimiento se limita a operaciones de limpieza y repintado.

Eje montado

El eje montado, que se observa en la Figura 2.19 consiste en dos ruedas unidas rígidamente por un eje común, de manera que ambas ruedas tienen la misma velocidad angular. Éste se soporta en los rodamientos del eje.

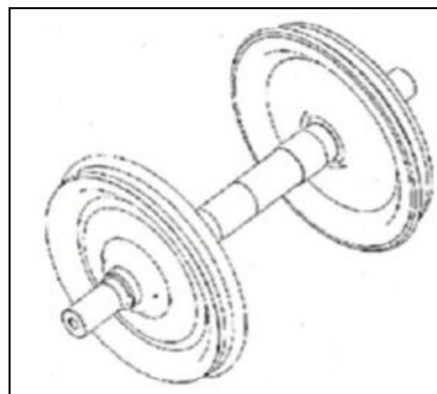


Figura 2.19. Eje montado de un bogie.

El eje montado proporciona:

- Los medios de transmisión de las fuerzas de tracción y frenado necesarias para que el vehículo pueda acelerar y frenar.
- La distancia necesaria entre la vía y el vehículo.
- La orientación que determina el movimiento dentro del ancho del carril.

Las partes de un eje montado son tres, que pueden verse claramente en la Figura 2.20:

- Mangueta: parte del eje que se encarga de soportar el peso del vehículo.
- Sección de calaje: zona sobre las que se montan las ruedas.
- Fuste: parte central del eje comprendida entre las dos ruedas.

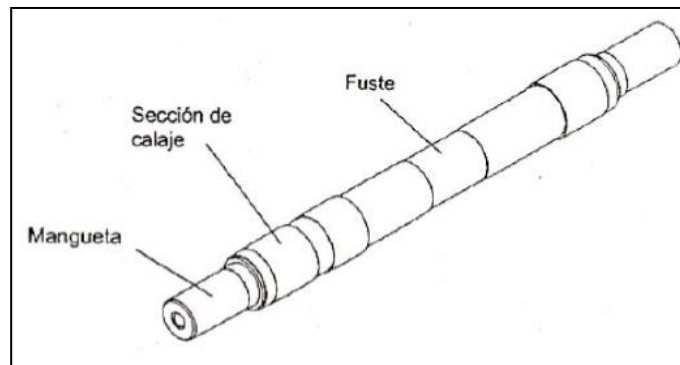


Figura 2.20. Eje de un bogie y sus partes principales.

En su construcción es muy importante el equilibrado de ambas ruedas, debido a esto y a la conexión rígida de las ruedas con el eje, cuando el vehículo circula por zonas curvas de la vía, el número de revoluciones tanto de la rueda que circula por el interior de la curva como por la del exterior tiene que ser la misma, pero la rueda que circula por el exterior tiene que recorrer una distancia superior a la que circula por el interior por lo que esto supondría un deslizamiento en una de las ruedas incrementando la resistencia de rodadura, causando así un severo desgaste tanto en la rueda como en los carriles. Para solucionar este problema se utilizan ruedas cuya superficie de rodadura tiene un perfil cónico consiguiendo que cuando el vehículo circule por una curva, la rueda exterior se apoye en radios más grandes que la interior [18].

Rueda

Es uno de los elementos estructurales más importantes de un vehículo ferroviario, puesto que siempre está sometida a grandes tensiones mecánicas lo que influye sobre el funcionamiento del vehículo en plena marcha y en el confort de los pasajeros.

Debido a la fricción con la vía, la rueda sufre desgaste mecánico, por lo que son necesarias diferentes operaciones de mantenimiento para conservar el perfil, como puede ser el reperfilado mediante torno.

Las ruedas están formadas principalmente por 7 partes y que se aprecian en la Figura 2.21:

1. Pestaña.
2. Banda de rodadura.
3. Llanta.
4. Velo.
5. Cubo.
6. Límite máximo de desgaste.
7. Alojamiento de calado.

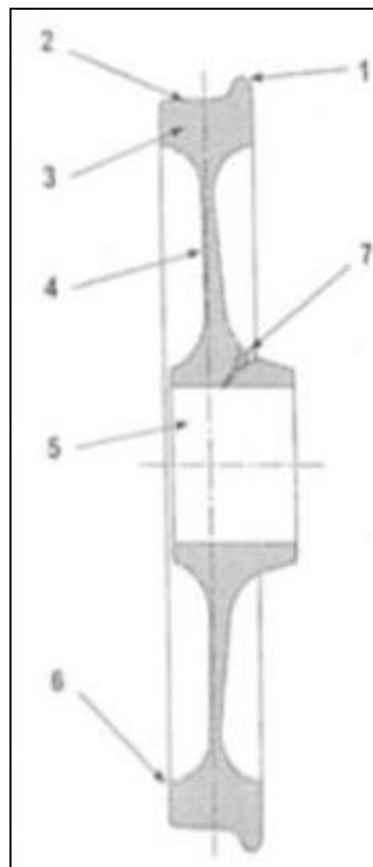


Figura 2.21. Partes principales de la rueda de un bogie.

En la rueda se distinguen dos zonas principales:

- Centro de la rueda, que puede ser recto u ondulado, siendo este último el más empleado pues proporciona mayor elasticidad.
- La llanta es la parte de la rueda que establece contacto con el carril y que se encuentra sometida al desgaste por la rodadura y al choque con la vía.

En función de cómo se une la llanta al velo, existen principalmente tres tipos de ruedas:

- Ruedas monobloque: la llanta y el velo se unen a través de un radio de acuerdo, perteneciendo la llanta y el velo a la misma unidad (ver Figura 2.22).

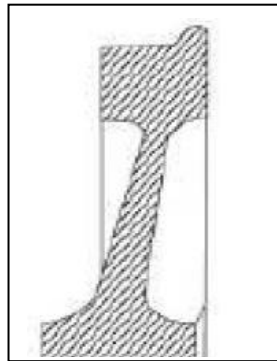


Figura 2.22. Tipo de rueda monobloque.

- Ruedas de centro y bandaje: la llanta se une al velo a través de un aro metálico denominado cincillo, con calado en caliente (ver Figura 2.23). En este caso es posible sustituir la llanta conservando el velo y el cubo.

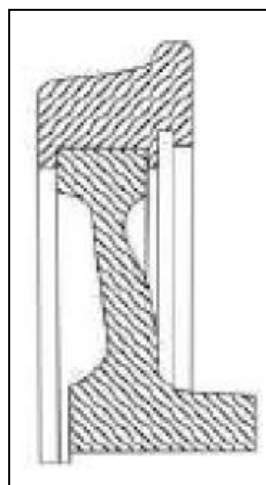


Figura 2.23. Tipo de rueda con centro y bandaje.

- Ruedas ensambladas o elásticas: la llanta se une al velo mediante una banda de goma. Esta banda absorbe golpes, ruidos y vibraciones (ver Figura 2.24). En este caso también es posible sustituir la llanta conservando el velo y el cubo y es muy usada en las ruedas de los tranvías y metros ligeros.

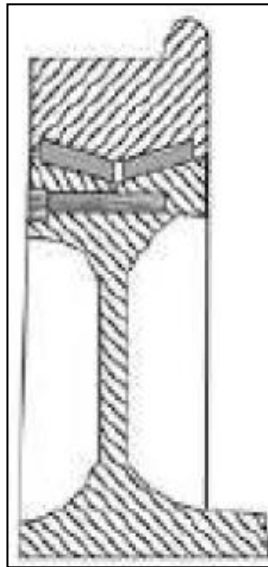


Figura 2.24. Rueda ensamblada

En cada bogie hay un conjunto de dos pares de ruedas montadas sobre sendos ejes próximos, paralelos y solidarios entre sí, que proporcionan al tren:

- El medio de transmisión de la tracción y de las fuerzas de frenado a los carriles para acelerar y decelerar el tren.
- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- Soportar el peso del vehículo.
- El guiado que determina el movimiento dentro del ancho de vía, incluso en curvas y agujas.

Caja de grasas.

Es el dispositivo (ver figura 2.25) que permite el enlace entre el eje y la suspensión del vehículo y que permite que el juego de ruedas pueda girar al proporcionar el alojamiento del cojinete y al mismo tiempo, los soportes para que la suspensión primaria sujete el juego de ruedas al chasis del vehículo.

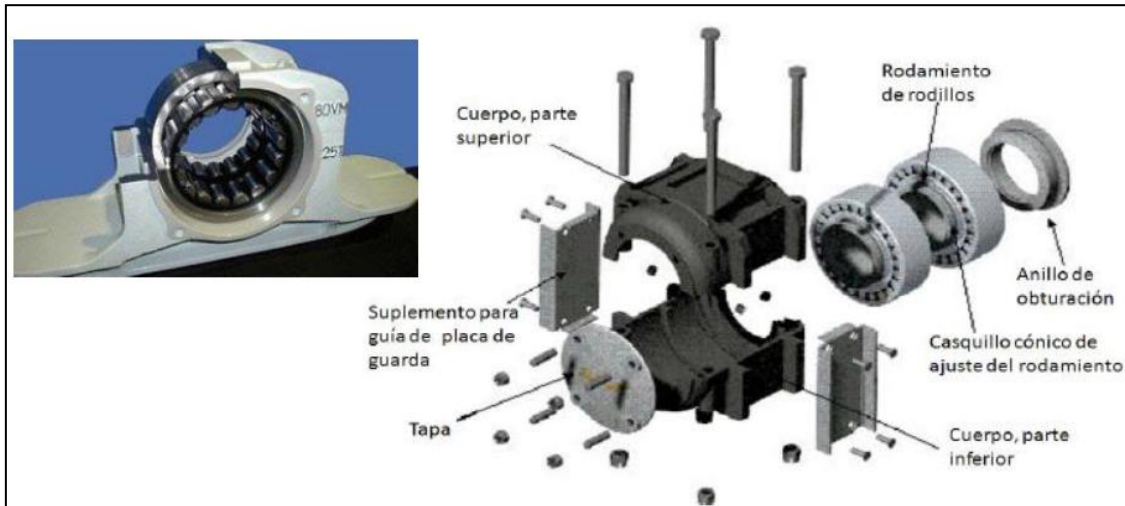


Figura 2.25. Caja de grasas.

Permite transmitir las fuerzas longitudinales, verticales y laterales que se generan en el eje montado al resto de elementos del bogie. Las fuerzas verticales y longitudinales a través de la superficie interna del cojinete y las fuerzas laterales a través de las caras.

La caja de grasas está equipada de un equipo de suspensión, el cuál determinará el comportamiento del bogie durante la marcha, el confort durante el viaje y la construcción del chasis del bogie. [19]

Las cajas de grasas se pueden clasificar en función de:

- Su posición sobre el eje, dependiendo de si los cojinetes están dentro o fuera.
- El tipo de cojinete utilizado, que puede ser de rodamientos planos o de rodamientos de rodillos.

Actualmente las cajas de grasa contienen rodamientos de bolas, de rodillos cilíndricos o cónicos. Los rodamientos de rodillos planos están en desuso debido a que tienen un alto coeficiente de fricción, poca fiabilidad y un mantenimiento intensivo.

El objetivo principal de la caja de grasa es conseguir una distribución uniforme de las fuerzas en el cojinete situado en la caja del eje. La forma externa de la caja se determina por el método de unión entre la caja de grasa y el chasis del bogie. La construcción interna de la caja está determinada por el cojinete y su método de sellado.

Reductores

Este elemento está dispuesto en la cadena cinemática, entre el motor y el eje de ruedas, uniendo ambos mediante sistemas de engranajes reductores de velocidad.

El reductor tiene que ser compatible con el montaje del motor previsto pudiendo ser enteramente suspendido o apoyado en el eje de ruedas.

Los reductores están diseñados a base de engranajes (ver Figura 2.26), mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor.

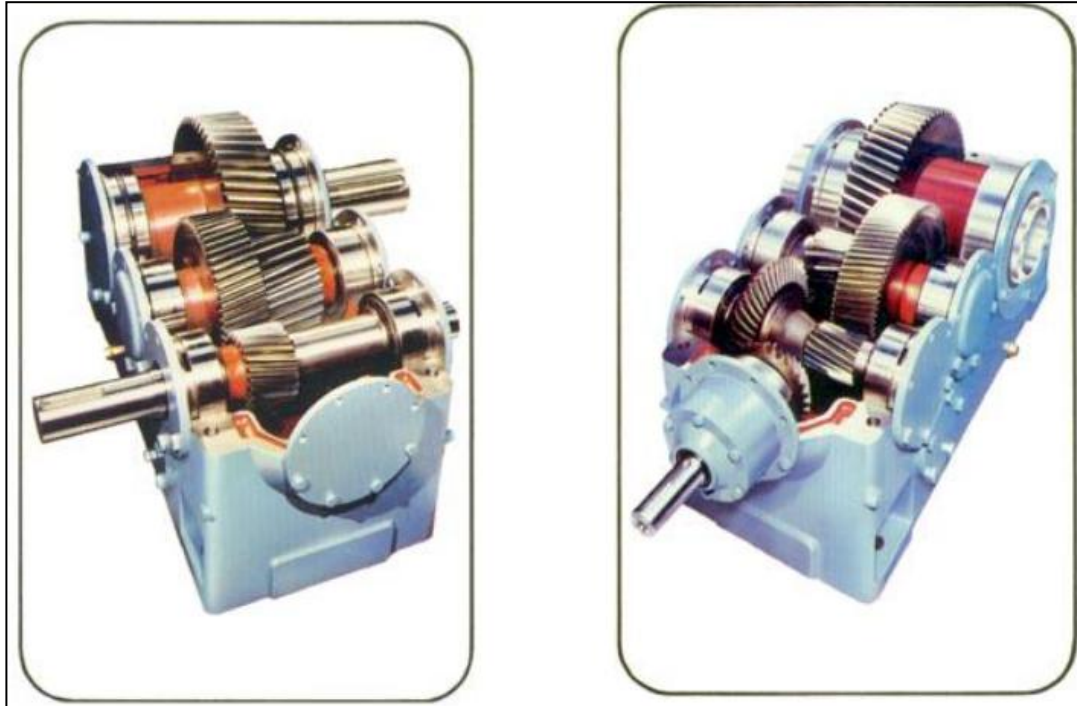


Figura 2.26. Reductores de engranaje.

Trasmisión

La transmisión es el sistema encargado de transmitir el movimiento generado por el motor al eje, a través de acoplamientos flexibles y engranajes [20].

Actualmente el diseño más empleado es la junta Cardan, que ofrece ventajas como:

- Reducción de tamaño del bogie.
- Reducción del peso del bogie.
- Reducción del tamaño de la base del bogie.

Otros tipos de transmisión se pueden observar en la Figura 2.27.

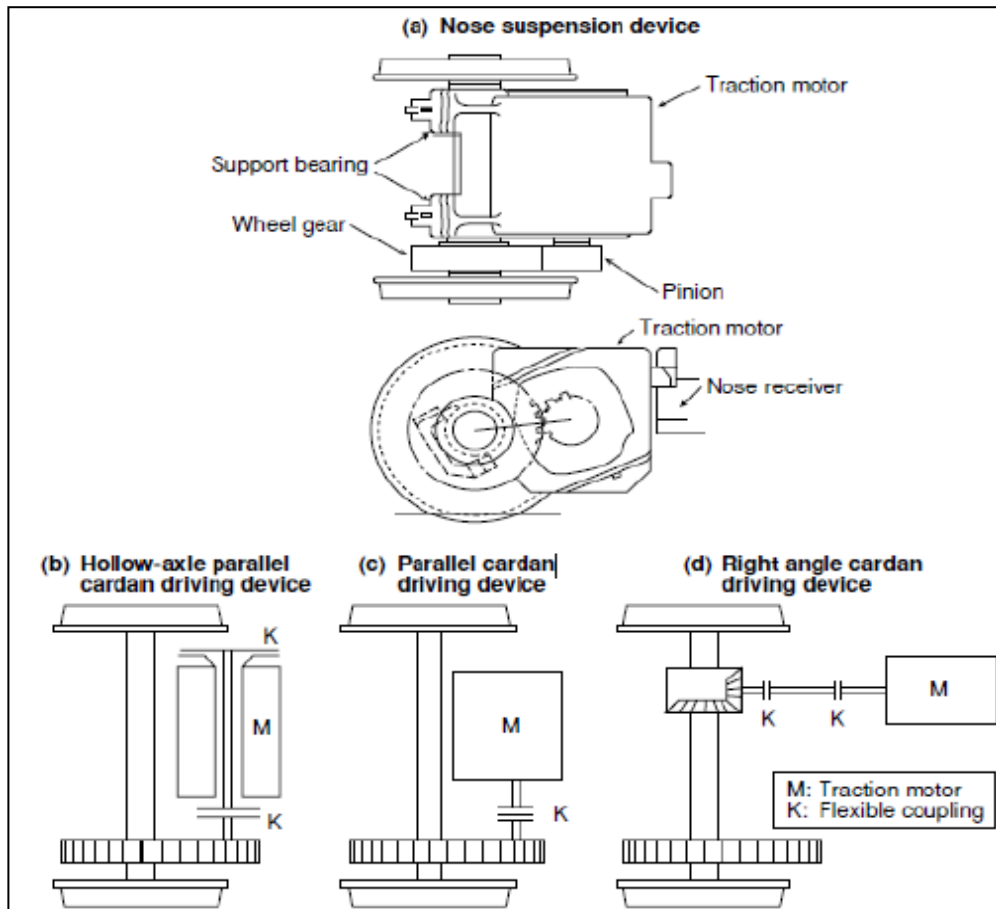


Figura 2.27. Tipos de transmisión

Conjunto de suspensión

La suspensión de un vehículo ferroviario es el conjunto de elementos elásticos, amortiguadores que conectan el juego de ruedas con el vagón. Es uno de los sistemas más importantes ya que desempeña funciones como la de soportar el peso del vehículo, permitir al bogie girar de forma independiente con respecto al cuerpo en las curvas, transmitir la fuerza de tracción del bogie al cuerpo, ofrecer estabilidad en la parte suspendida absorbiendo las vibraciones generadas por el bogie y reduciendo los movimientos, logrando así un mayor confort para los pasajeros.

Si se trata de un bogie con estructura rígida, normalmente cuenta con una suspensión de dos etapas, una primaria y una secundaria (ver Figura 2.28).

La suspensión primaria une elásticamente las cajas de grasa con el bastidor del bogie de forma que transmite tanto las cargas verticales, como los esfuerzos de guiado transversales y de arrastre entre el extremo del eje y el resto del bogie. Esta suspensión debe tener la suficiente flexibilidad para garantizar un reparto uniforme de cargas entre las ruedas y también contar con la amortiguación necesaria para permitir

circular a máxima velocidad sin producir demasiadas vibraciones al bogie. Esta suspensión puede ser de resortes de caucho-acero o de muelles helicoidales con amortiguadores.

La suspensión secundaria se sitúa entre la caja del vehículo y el bogie. Esta suspensión es de carácter neumático por la presencia de dos resortes neumáticos situados uno a cada lado del bogie. A parte de estos resortes también está compuesta por amortiguadores verticales, transversales, antilazo y barra de torsión. Debe tener una gran flexibilidad para absorber bien los movimientos verticales y laterales, para así no influir en el confort de los pasajeros.

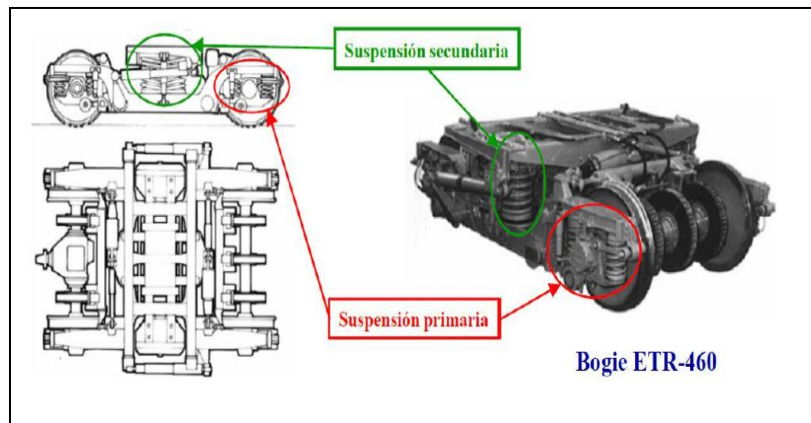


Figura 2.28. Suspensión primaria y secundaria.

Otros tipos de suspensión se pueden observar en la Figura 2.29.

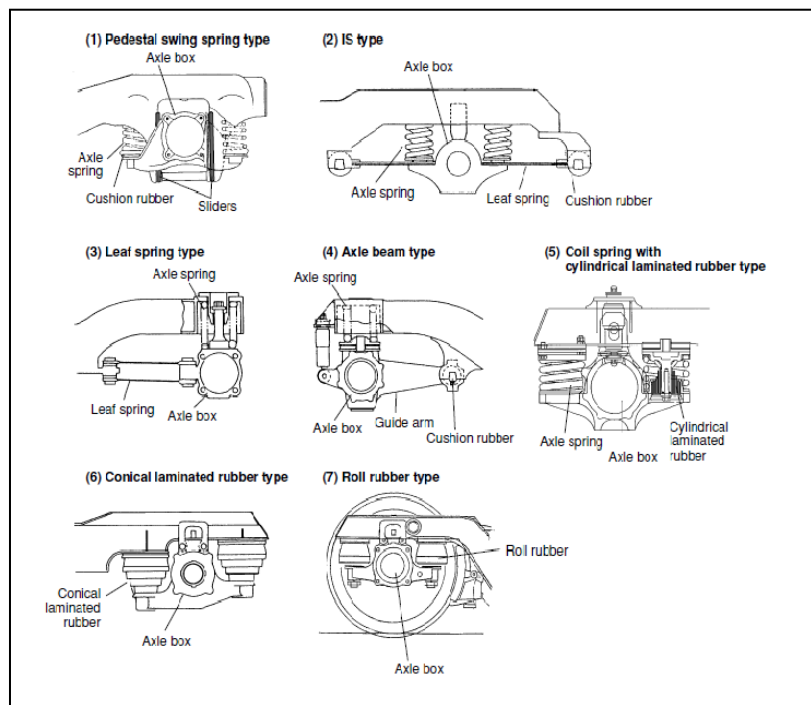


Figura 2.29. Tipos de suspensión.

Dispositivos de frenado

Se pueden distinguir tres tipos de frenos (ver Figura 2.30), el primero es el freno eléctrico que hace que el motor funcione como generador durante la frenada.

Cuando este freno alcanza su máxima capacidad, inmediatamente actúa el freno neumático, el cual emplea mecanismos mecánicos de frenado sobre la rueda como zapatas o discos. Las zapatas tienen el inconveniente que al actuar directamente sobre la rueda se generan grandes fuerzas de fricción que llevan a un aumento de la temperatura, por lo que se incrementa el desgaste pudiendo llegar a la aparición de fisuras térmicas. Por otro lado los discos de freno tienen un alto coste, tanto de fabricación como de mantenimiento.



Figura 2.30. Frenos de un bogie.

Por último está el freno de emergencia, el cual se usa en situaciones críticas empleando el máximo esfuerzo posible.

2.3. Contacto rueda-carril

2.3.1 Introducción

Desde los comienzos del ferrocarril siempre ha existido un gran interés por conocer más sobre su comportamiento dinámico, para así poder dar solución a los problemas provocados por la generación de vibraciones en el contacto rueda-carril que producen daños por fatiga y por desgaste del material rodante. Para ello hay que entrar en profundidad en todos los fenómenos que ocurren en la zona de contacto rueda-carril (ver Figura 2.31) y en los parámetros de contacto: la superficie de contacto, la presión y el esfuerzo cortante.

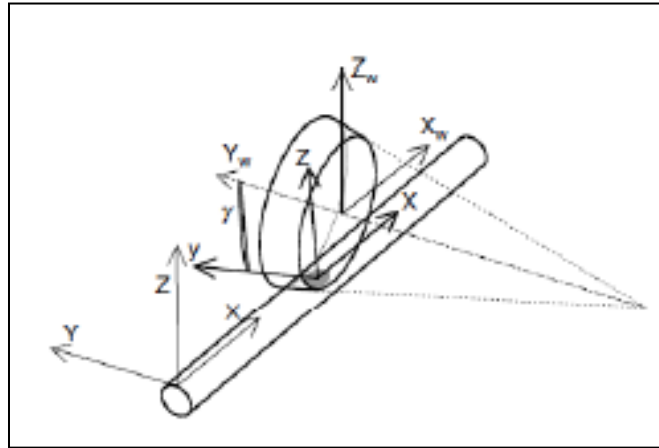


Figura 2.31. Esquema del contacto rueda-carril.

El contacto rueda-carril es uno de los fenómenos menos conocidos en el ámbito ferroviario debido a la complejidad presente en el desarrollo de las ecuaciones que describen su comportamiento. Para conocer más lo que pasa en esta zona de contacto, es necesario estudiar el comportamiento de dos sólidos elásticos con un movimiento de rodadura entre ellos y sometidos a la acción de cargas normales y tangenciales a la zona de contacto. Esta zona de contacto puede dividirse a su vez en otras dos zonas:

- Zona de adhesión.
- Zona de deslizamiento.

A lo largo de los años han ido surgiendo muchas teorías para entender el fenómeno del contacto rueda-carril. El primero que sentó las bases de estos estudios fue Heinrich Hertz, desarrollando la teoría de Hertz. Aunque el primer estudio fue desarrollado por Carter, siguiéndole Pater, Jhonson, Vermeulen y finalmente Kalker.

Todas estas teorías están basadas en un comportamiento Hertziano, el cual debe cumplir los siguientes requisitos:

- Materiales linealmente elásticos.
- Superficies sin fricción e idealmente lisas.
- Los dos cuerpos en contacto deben estar hechos de materiales con idénticas propiedades.
- Mantiene la curvatura de los cuerpos constante en la zona cercana al contacto.
- El área de contacto es pequeña en comparación al tamaño de los cuerpos y los radios.

Cuando se cumplen estos requisitos, podemos separar el problema en dos: el problema normal y el problema tangencial, tratándolos como problemas independiente.

2.3.2 Teoría de Hertz. Contacto normal.

Hertz demostró que si dos cuerpos en contacto presentan las siguientes condiciones:

- Comportamiento elástico.
- Espacios semi-infinitos.
- Curvatura constante dentro de la zona de contacto.
- Curvatura del radio mucho más grande que el área de contacto.

Entonces:

- La superficie de contacto es una elipse.
- La superficie de contacto se considera plana.
- La presión de contacto es una semi-elipsoide

Aplicando el contacto de Hertz al caso del ferrocarril (ver Figura 2.32), para la curvatura y el radio se tiene que:

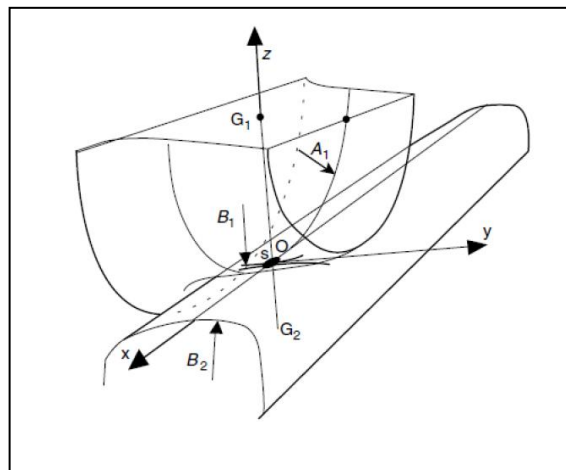


Figura 2.32. Caso ferroviario del contacto hertziano.

- Para la rueda :

$$2A_1 \approx \frac{1}{r_n} \quad (2.1)$$

$$2B_1 \approx \frac{1}{R_{WX}} \quad (2.2)$$

- Para el carril :

$$2B_2 \approx \frac{1}{R_{rx}} \quad (2.3)$$

La curvatura A_2 se desprecia ya que el carril es recto, por lo que el radio será infinito. B_1 y B_2 se deducen del perfil transversal, A_1 de r_n , el radio normal de la rueda que se deduce de r_0 , el radio de giro de la rueda (ver Figura 2.33).

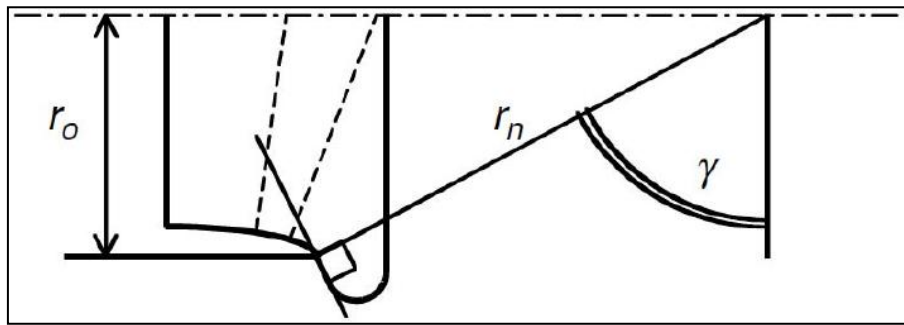


Figura 2.33. Determinación de la longitud de la curvatura del radio de rotura.

El cálculo de los semiejes a y b de la elipse de contacto en las direcciones longitudinal y lateral se basa en la determinación del ratio de los semiejes, a/b o b/a , que es función de B/A usando un parámetro intermedio, el ángulo θ a través de ecuación (2.6). Las relaciones b/a y A/B varían de la misma manera, si $A > B$ entonces $b > a$. Si la relación $A/B = 1$, $B=A$ siendo el contacto circular. Los valores de A , B , a y b se calculan a través de las fórmulas (2.4), (2.5), (2.7) y (2.8).

$$A = \frac{1}{2r_n} \quad (2.4)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{WX}} + \frac{1}{R_{rx}} \right) \quad (2.5)$$

$$\cos \theta = \frac{|B-A|}{B+A} \quad (2.6)$$

Si $a > b$, entonces a y b vienen dados por:

$$a = m \left(\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} + \frac{1}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

$$b = n \left(\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} + \frac{1}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

Los coeficientes se obtienen a partir de la Tabla 2.1.

θ	0°	5°	10°	30°	60°	90°	120°	150°	170°	175°	180°
A/B	0	0.0019	0.0077	0.0717	0.3333	1	3	13.93	130.6	524.6	∞
b/a=n/m	0	0.0212	0.047	0.1806	0.4826	1	2.072	5.538	21.26	47.2	∞
m	∞	11.238	6.612	2.731	1.486	1	0.7171	0.4931	0.311	0.2381	0
r	0	0.2969	0.428	0.7263	0.9376	1	0.9376	0.7263	0.4280	0.2969	0

Tabla 2.1. Coeficientes de Hertz.

Donde ν es el coeficiente de Poisson, E es el módulo de Young y N es la carga normal que actúa sobre la superficie de contacto, cuyo valor puede obtenerse de la expresión (2.9).

$$N = \frac{2\pi ab p_0}{3} \quad (2.9)$$

Donde p_0 es el valor de la presión máxima.

2.3.3 Teoría del Kalker. Contacto tangencial

Kalker en 1967 [21] elaboró una teoría que permitía relacionar las fuerzas de contacto tangenciales con los pseudo-deslizamientos de una manera lineal. Esta teoría solo es válida para pequeños pseudo-deslizamientos, para mayores valores de pseudo-deslizamientos Kalker desarrollo una teoría más compleja, implementándola en una rutina denominada CONTACT, pero como su uso suponía un gran coste desarrolló una teoría simplificada denominada Fastsim.

Fastsim se ha convertido en una de las herramientas computacionales más eficaces para el estudio dinámico en el mundo del ferrocarril. Esta teoría también se basa en la hipótesis de Hertz, por tanto:

- La superficie de contacto es elíptica y plana.
- La presión de contacto es un elipsoide.

- Los deslizamientos se estiman en el centro de la elipse.
- La superficie elíptica de contacto está dividida en franjas independientes, longitudinales y paralelas.
- Los coeficientes de Kalker C_{ij} son constantes en cualquier lugar de la elipse.

Una vez que la zona de contacto elíptica ha sido dividida en franjas, podemos obtener las expresiones para las fuerzas de contacto mediante las fórmulas (2.10), (2.11) y (2.12):

$$F_x = -f_{33} \cdot \varepsilon_x \quad (2.10)$$

$$F_y = -f_{11} \cdot \varepsilon_y - f_{12} \cdot \varphi \quad (2.11)$$

$$M_z = -f_{12} \cdot \varepsilon_y - f_{22} \cdot \varphi \quad (2.12)$$

Donde:

F_x : Fuerza de deslizamiento longitudinal

F_y : Fuerza de deslizamiento lateral.

M_z : Momento de deslizamiento de giro.

ε_x : Deslizamiento longitudinal.

ε_y : Deslizamiento lateral.

φ : Deslizamiento de giro.

$f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$: Coeficientes de deslizamiento.

Los coeficientes de deslizamiento fueron definidos por Kalker mediante las fórmulas (2.13), (2.14), (2.15) y (2.16):

$$f_{11} = (ab)GC_{22} \quad (2.13)$$

$$f_{12} = (ab)^{\frac{2}{3}}GC_{23} \quad (2.14)$$

$$f_{22} = (ab)^2GC_{33} \quad (2.15)$$

$$f_{33} = (ab)GC_{11} \quad (2.16)$$

Donde:

a : Semieje de la elipse de contacto en la dirección de rodadura.

b : Semieje de la elipse de contacto en la dirección lateral.

G : Modulo de rigidez.

C_{ij} : Coeficientes de deslizamiento y giro, que dependen del coeficiente de Poisson σ y de la relación de semiejes de la elipse de contacto. Se pueden observar en tabla

Para el caso en el que las constantes elásticas no fueran iguales, Kalker desarrolló las siguientes expresiones (2.17) y (2.18) para determinar el deslizamiento y los coeficientes de giro:

$$G = \left(\frac{2G_W G_R}{G_W + G_R} \right) \quad (2.17)$$

$$\sigma = \frac{G(G_W \sigma_R + G_R \sigma_W)}{2G_W G_R} \quad (2.18)$$

Donde:

G_W : Módulo de rigidez a cortadura del material de la rueda.

G_R : Módulo de rigidez a cortadura del material del carril.

G : Módulo de rigidez a cortadura combinado de los materiales de la rueda y el carril.

σ : Coeficiente de Poisson combinado de los materiales de la rueda y el carril.

Los valores que se necesitan se obtienen de la Tabla 2.2.

	g	C_{11}			C_{22}			$C_{23} = -C_{32}$			C_{33}		
		$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2
	0.0	$\pi^2/4(1-\sigma)$			$\pi^2/4 = 2,47$			$\pi\sqrt{g}/3$	—	—	$\pi^2/16(1-\sigma)g$		
a/b	0.1	2.51	3.31	4.85	2.51	2.52	2.53	0.334	0.473	0.731	6.42	8.28	11.7
	0.2	2.59	3.37	4.81	2.59	2.63	2.66	0.483	0.603	0.809	3.46	4.27	5.66
	0.3	2.68	3.44	4.80	2.68	2.75	2.81	0.607	0.715	0.889	2.49	2.96	3.72
	0.4	2.78	3.53	4.82	2.78	2.88	2.98	0.720	0.823	0.977	2.02	2.32	2.77
	0.5	2.88	3.62	4.83	2.88	3.01	3.14	0.827	0.929	1.07	1.74	1.93	2.22
	0.6	2.98	3.72	4.91	2.98	3.14	3.31	0.930	1.03	1.18	1.56	1.68	1.86
	0.7	3.09	3.81	4.97	3.09	3.28	3.48	1.03	1.14	1.29	1.43	1.50	1.60
	0.8	3.19	3.91	5.05	3.19	3.41	3.65	1.13	1.25	1.40	1.34	1.37	1.42
	0.9	3.29	4.01	5.12	3.29	3.54	3.82	1.23	1.36	1.51	1.27	1.27	1.27
b/a	1.0	3.40	4.12	5.20	3.40	3.67	3.98	1.33	1.47	1.63	1.21	1.19	1.16
	0.9	3.51	4.22	5.30	3.51	3.81	4.16	1.44	1.59	1.77	1.16	1.11	1.06
	0.8	3.65	4.36	5.42	3.65	3.99	4.39	1.58	1.75	1.94	1.10	1.04	0.954
	0.7	3.82	4.54	5.58	3.82	4.21	4.67	1.76	1.95	2.18	1.05	0.965	0.852
	0.6	4.06	4.78	5.80	4.06	4.50	5.04	2.01	2.23	2.50	1.01	0.892	0.751
	0.5	4.37	5.10	6.11	4.37	4.90	5.56	2.35	2.62	2.96	0.958	0.819	0.650
	0.4	4.84	5.57	6.57	4.84	5.48	6.31	2.88	3.24	3.70	0.912	0.747	0.549
	0.3	5.57	6.34	7.34	5.57	6.40	7.51	3.79	4.32	5.01	0.868	0.674	0.446
	0.2	6.96	7.78	8.82	6.96	8.14	9.79	5.72	6.63	7.89	0.828	0.601	0.341
	0.1	10.7	11.7	12.9	10.7	12.8	16.0	12.2	14.6	18.0	0.795	0.526	0.228

Tabla 2.2. Coeficientes de Kalker.

3. HERRAMIENTAS EMPLEADAS

3.1. Introducción

Para la realización de este proyecto se han empleado dos software, PTC Creo y Ansys, ambos son productos de CAD/CAM/CAE que permiten el modelado de sólidos, de conjuntos y planos. También permiten el análisis de elementos finitos y CN (Control Numérico), así como múltiples herramientas para ingenieros mecánicos destinadas a la simulación, que predicen cómo funcionará y reaccionará un determinado producto bajo un entorno real.

Dichos programas ofrecen la posibilidad de simular todos los aspectos estructurales de un diseño: análisis estáticos lineales (que simplemente proporcionan las tensiones o deformaciones), análisis modal (que determina los modos propios de vibración) u otros estudios considerando fenómenos no lineales como transitorios, efectos dinámicos, efectos térmicos o diferentes comportamientos complejos.

Las capacidades de estos programas se pueden dividir en tres partes: diseño ingenieril, análisis y fabricación:

- Diseño ingenieril: ofrecen un amplio rango de herramientas que permiten la creación digital del producto diseñado.
- Análisis: disponen de numerosas herramientas de análisis para realizar cálculos de elementos finitos estáticos, análisis dinámicos, térmicos, de fatiga etc.
- Fabricación: proporcionan herramientas para el diseño de componentes de mecanizado y la simulación de procesos de mecanizado en máquinas de CN.

Durante el desarrollo de este proyecto, el software PTC Creo se empleará en la parte de diseño y Ansys en la parte de análisis.

3.2. PCT Creo

Dentro del programa PTC Creo, hay una gran variedad de módulos (Creo Parametric, Creo Simulate...) para este trabajo se ha empleado únicamente el módulo PTC Creo Parametric. [22]

El módulo PTC Creo Parametric es un software de modelado 3D eficaz y flexible. Cuenta con las principales ventajas de modelado junto con innovadoras prestaciones en fabricación aditiva, definición basada en modelos (MBD) y diseño conectado inteligente. Los procesos de trabajo simplificados y una interfaz de usuario intuitiva completan este panorama. Algunas de las prestaciones que incluye son:

- Modelado de sólidos 3D.
- Documentación detallada, incluidos planos 2D y 3D.

- Modelado de soldadura y diseño estructural.
- Trabajo con datos importados ajenos a Creo.
- Biblioteca de piezas, funciones, herramientas y mucho más.

Para el caso del conjunto rueda – carriil, PTC Creo se utilizará exclusivamente para guardar el conjunto que por defecto tiene un formato “.asm” en un formato “.igs”, el cual puede abrir el software Ansys sin ningún problema, pero para ello antes se deben seleccionar las opciones que se muestran en Figura 3.1 y Figura 3.2.

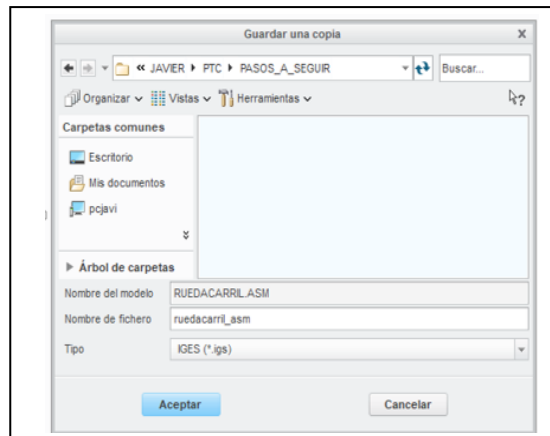


Figura 3.1. Guardado de archivo.

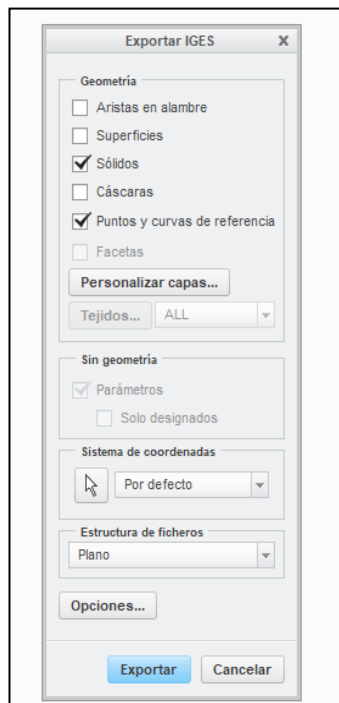


Figura 3.2. Opciones de selección antes de la exportación.

Para el caso del conjunto rueda–3rodillos, se utilizará aparte de para exportarlo a Ansys como se ha visto anteriormente, también para montar el conjunto rueda-

3rodillos. Para su montaje primero hay que crear un archivo nuevo del tipo “conjunto” (ver Figura 3.3), después se pulsa sobre “montar” (ver Figura 3.4), a continuación elegir una de las piezas y ponerla en su posición correcta dentro del conjunto y por último ir colocando las demás piezas con respecto a la primera (esta pieza se encuentra inmóvil) y con las correspondientes restricciones, hasta montar el conjunto final (ver Figura 3.5)

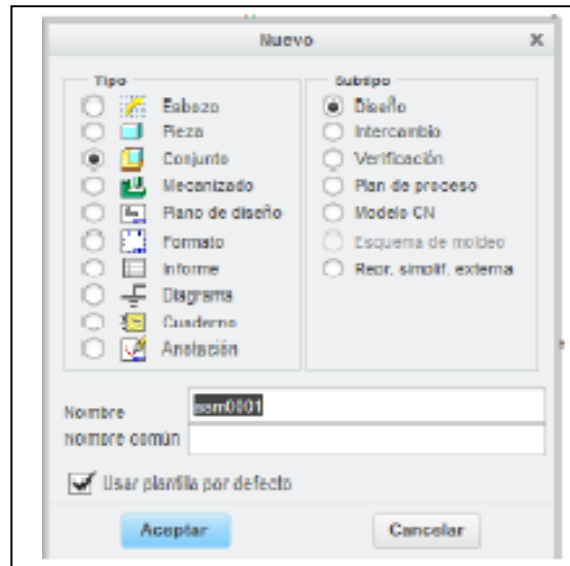


Figura 3.3. Creación de un nuevo conjunto.

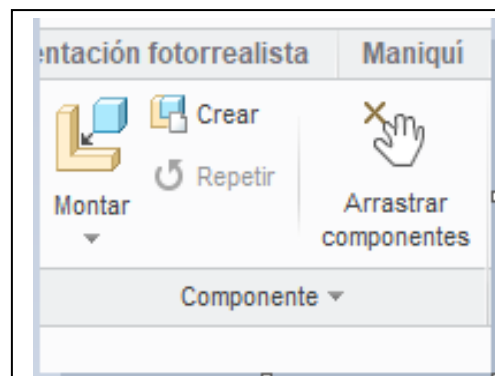


Figura 3.4. Montar el conjunto.

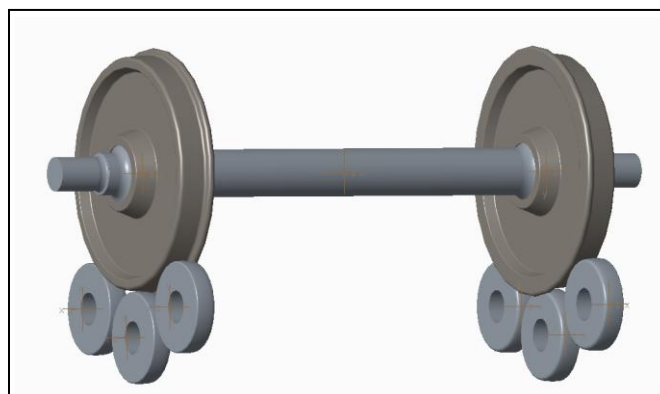


Figura 3.5. Conjunto rueda de tres rodillos.

Debido a que durante el desarrollo del trabajo en el conjunto rueda – 3rodillo se irán cambiando algunas de las dimensiones de los rodillos con el fin de conseguir distintos resultados y compararlos, este módulo ofrece la posibilidad de crear parámetros y relacionarlos entre ellos ahorrando mucho tiempo en el proceso de rediseño (ver Figura 3.6).

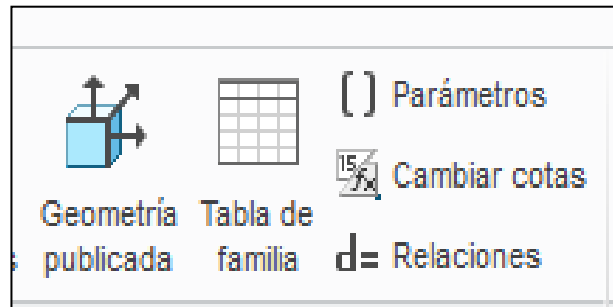


Figura 3.6. Opciones para establecer los parámetros.

3.3. Ansys

Ansys ofrece varias herramientas, tanto de diseño como de análisis y para este trabajo se podrían haber empleado el Ansys Workbench o el Ansys APDL por ejemplo.

Ansys APDL

APDL es el acrónimo de ANSYS Parametric Design Language y se trata de un potente lenguaje de scripting que permite parametrizar el modelo y automatizar tareas comunes. [23]

Haciendo uso del APDL podremos:

- Especificar las dimensiones del modelo de entrada, las propiedades del material, etc. En términos de parámetros en lugar de números.
- Recuperar la información de la base de datos de Ansys, tal como la localización de un nodo o la tensión máxima.
- Realizar cálculos matemáticos entre parámetros, incluyendo operaciones vectoriales y matriciales.
- Definir abreviaturas (atajos) para comandos o macros de uso frecuente.
- Crear una macro para ejecutar una secuencia de tareas, bucles, instrucciones del usuario ...

Ansyz Workbench

Este es el software que se empleará en este trabajo, ya que su manejo es más intuitivo y fácil que el APDL.

Primero hay que seleccionar el análisis con el que se va a trabajar, algunos de estos son Modal, Fluid Flow, Electric, Static Structural... (Ver Figura 3.7) .En este trabajo se ha utilizado el análisis Static Structural puesto que interesa un análisis estático.

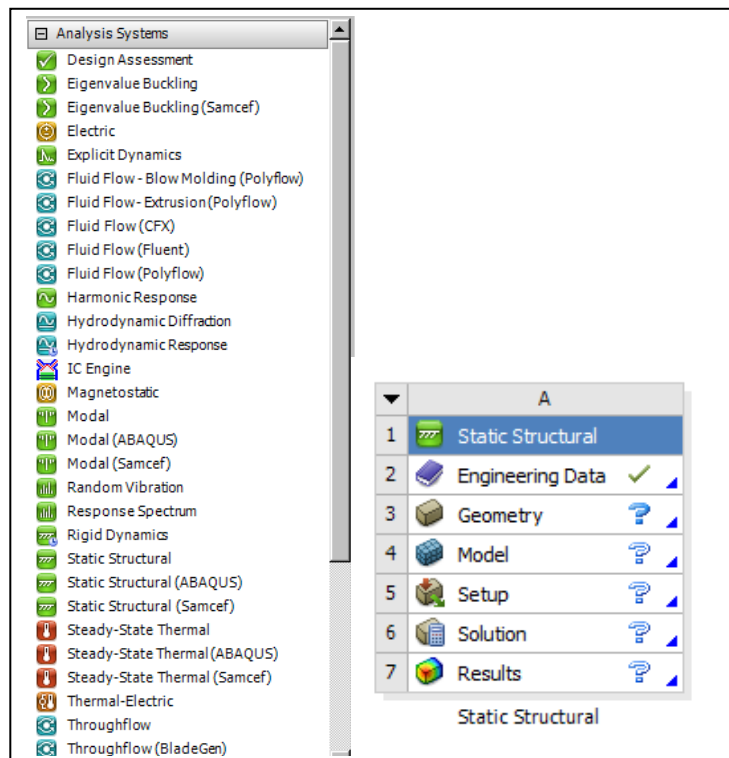


Figura 3.7. Elección del análisis correspondiente.

Una vez se esté en el análisis que se quiere, se puede dividir el proceso en tres etapas, las cuales son:

- Pre-proceso: en esta etapa (ver Figura 3.8) primero habría que crear la geometría del problema en el plano en el que se quiera trabajar. Para crear el esbozo se pueden emplear líneas, formas geométricas, arcos... y para darle volumen se dispone de una serie de herramientas como la extrusión, el barrido por revolución etc. (ver Figura 3.9) y de esta manera se consigue crear la pieza final (ver Figura 3.10).

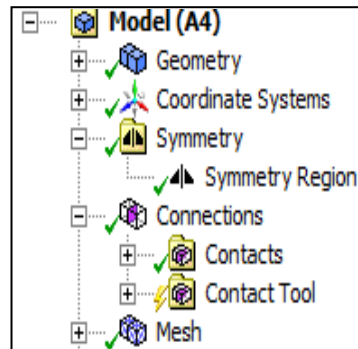


Figura 3.8. Menú pre-proceso.

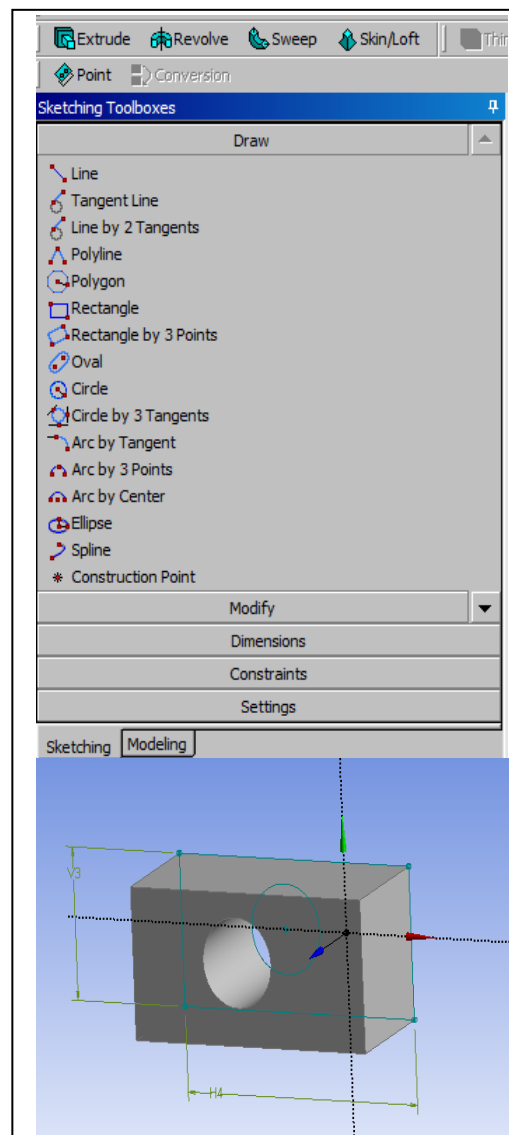


Figura 3.9. Herramientas disponibles para crear una pieza y la pieza ya creada.

A continuación hay que asignar a cada pieza un material. Ansys ofrece una biblioteca con materiales de distintas características (ver Figura 3.10) de los cuales pueden cambiarse algunas de sus propiedades y también permite la posibilidad de crear un nuevo material.

Engineering Data Sources				
	A	B	C	D
1	Data Source		Location	Description
2	Favorites			Quick access list and default items
3	General Materials	<input type="checkbox"/>		General use material samples for use in various analyses.
4	General Non-linear Materials	<input type="checkbox"/>		General use material samples for use in non-linear analyses.
5	Explicit Materials	<input type="checkbox"/>		Material samples for use in an explicit analysis.
6	Hyperelastic Materials	<input type="checkbox"/>		Material stress-strain data samples for curve fitting.
7	Magnetic B-H Curves	<input type="checkbox"/>		B-H Curve samples specific for use in a magnetic analysis.
8	Thermal Materials	<input type="checkbox"/>		Material samples specific for use in a thermal analysis.
9	Fluid Materials	<input type="checkbox"/>		Material samples specific for use in a fluid analysis.
10	Composite Materials	<input type="checkbox"/>		Material samples specific for composite structures.
*	Click here to add a new library			

Figura 3.10. Biblioteca con los materiales disponibles.

Después hay que definir la zona y el tipo de contacto. La zona se puede seleccionar manualmente o sino Ansys también ofrece la posibilidad de establecer el contacto automáticamente. Por último se procede al mallado del conjunto, este paso es muy importante ya que dependiendo de la calidad del mallado se obtendrán mejores o peores resultados. Ansys por defecto hace un mallado automático, pero dispone de una serie de herramientas con las que podemos elegir el tamaño y forma de los nodos, la relevancia, finura de la malla etc. (ver Figura 3.11) con el fin de obtener una malla de mayor precisión en aquellas zonas que son de interés (zona de contacto) y un mallado de peor calidad en las demás partes consiguiendo así reducir el tiempo de resolución. Para generar la malla basta con pulsar sobre “Generate Mesh” (ver Figura 3.12) y así se obtiene el mallado final (ver Figura 3.13).

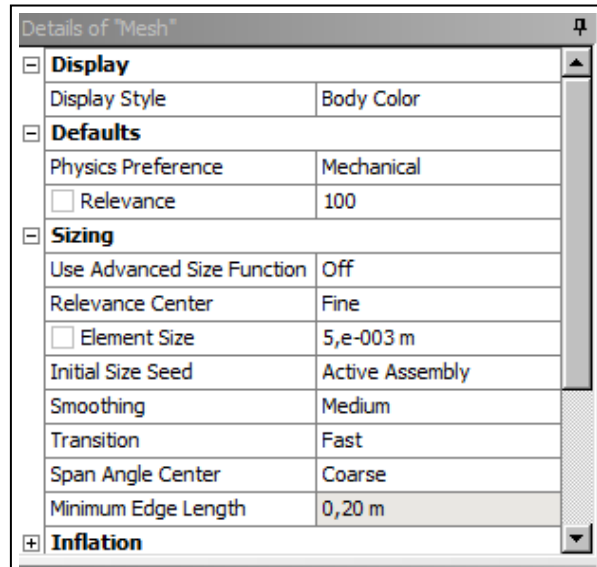


Figura 3.11. Herramientas para el mallado

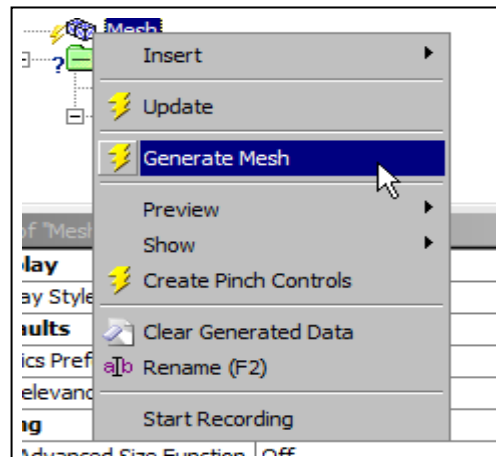


Figura 3.12. Generar la malla.

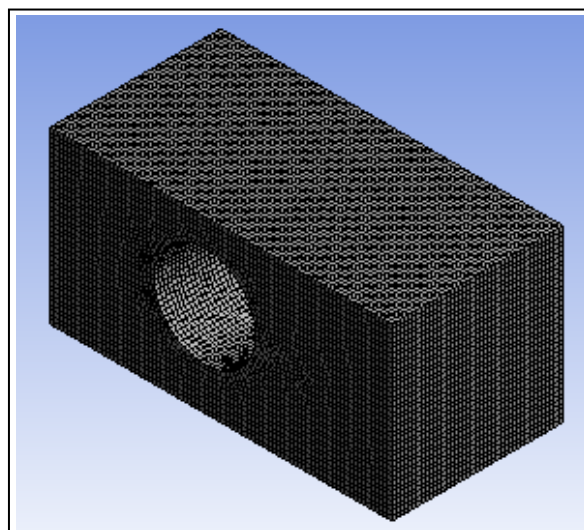


Figura 3.13. Pieza mallada.

- Proceso (ver Figura 3.14) : Una vez realizado el mallado se procede a establecer las restricciones del conjunto (ver Figura 3.15), así como las cargas a las que está sometida, indicando la zona donde se aplica y su magnitud (ver Figura 3.16)

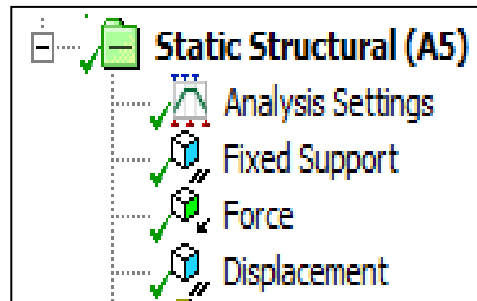


Figura 3.14. Menú del proceso.

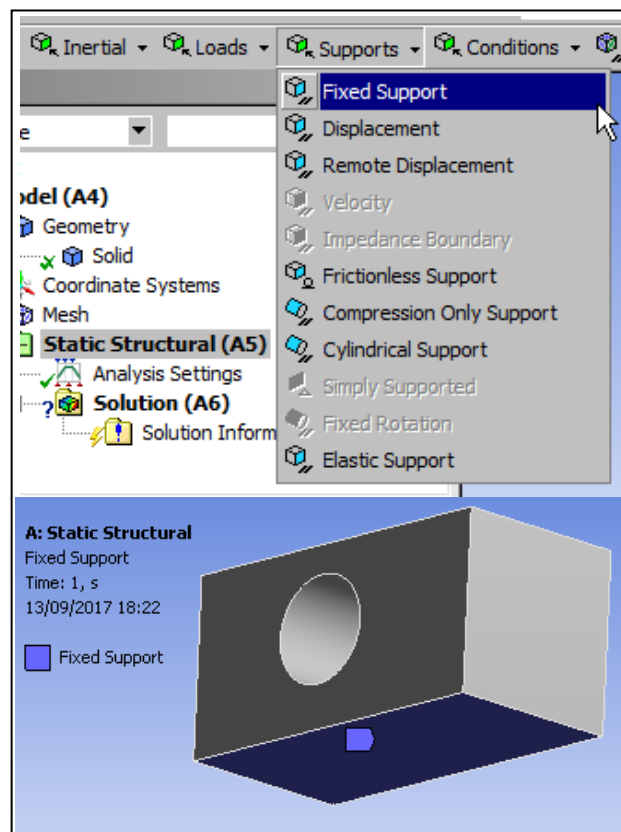


Figura 3.15. Restricciones del conjunto.

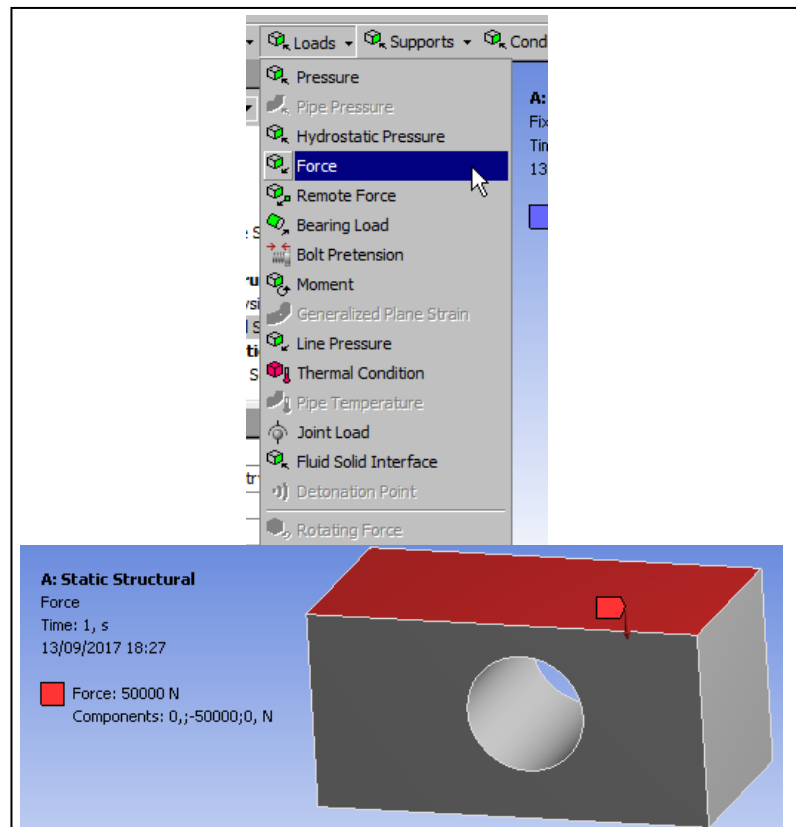


Figura 3.16. Cargas del conjunto.

Por último se procede a ejecutar el análisis pulsando sobre el icono "solve" (ver figura 3.18), pudiendo elegir los resultados que se quieren obtener (ver Figura 3.17), así como las unidades de estos.

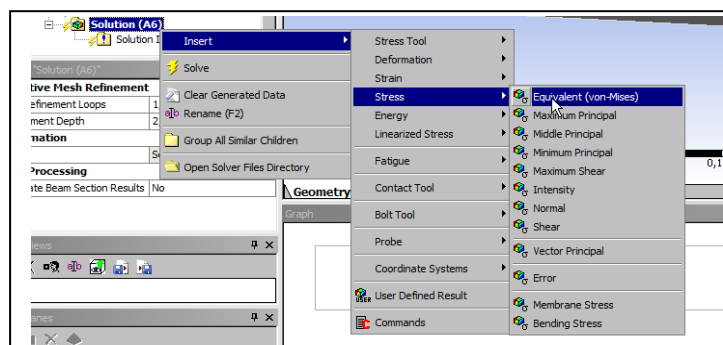


Figura 3.17. Elección de los resultados a visualizar.

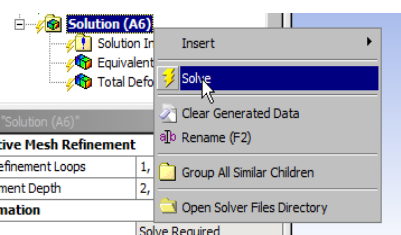


Figura 3.18. Resolución del problema.

- Post-proceso (ver Figura 3.19): En esta etapa se procede a la visualización de los resultados, como por ejemplo de las tensiones que sufre el conjunto (ver Figura 3.20) o la geometría del conjunto ya deformada.

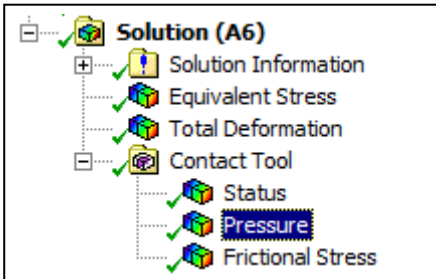


Figura 3.19. Menú del post-proceso.

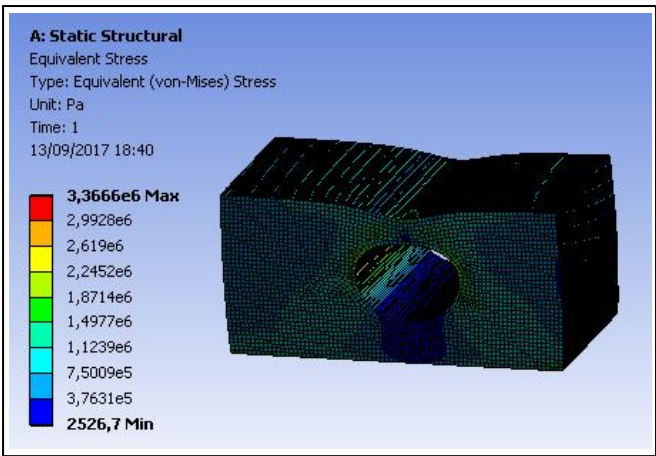


Figura 3.20. Visualización de los resultados.

Para finalizar a continuación se muestra en la Tabla 3.1 las principales diferencias entre el Ansys Workbench y el Ansys APDL.

Ansyes Workbench	Ansyes APDL
La interfaz es fácil.	La interfaz es más complicada.
Interactúa fácilmente con otros paquetes de CAD.	Sólo pueden importarse archivos IGES/Step.
Esquema de resolución detallado paso a paso.	EL esquema no es ni tan claro ni está tan ordenado.
Admite pequeños errores.	El modelo debe de estar libre de errores.
Permite actualizar la geometría mediante parámetros.	Es más difícil añadir parámetros.
Amplias capacidades de análisis.	Análisis más limitado

Tabla 3.1. Diferencias entre Ansyes Workbench y Ansyes APDL.

4. METODOLOGÍA

4.1. Introducción

En este punto se van a describir los métodos y pasos seguidos para la obtención de los resultados. Para ello ha sido necesaria la búsqueda de información, tanto de teoría sobre el mundo del ferrocarril para conocer más el fenómeno de contacto, como manuales de usuario y tutoriales sobre el manejo de Ansys Workbench.

Este trabajo puede dividirse en dos problemas, el primero que aborda el contacto entre la rueda y el carril, y el segundo entre la rueda y tres rodillos.

En el problema rueda-carril se realizarán varios análisis con el fin de luego comparar resultados. Para ello se irá variando el valor de la carga vertical, desde 2,5 T hasta 25 T con incrementos de 2,5 T. Hay que destacar que la carga vertical se aplica sobre todo el eje, entonces la mitad de dicha carga se aplica en una de las manguetas del eje y la otra mitad en la otra mangueta.

Para el problema rueda-rodillos lo que irá variando será el diámetro del rodillo central (400, 350, 300 y 250 mm) , manteniendo una carga constante de 10 T.

En ambos problemas los resultados que van a ser de interés son:

- Presión en el contacto.
- Área de la zona de contacto.
- Tensión de Von Mises.

4.2. Modelado del carril

Para el desarrollo de este trabajo se ha utilizado un eje ya modelado anteriormente en PTC Creo Parametric por Sandra Poncio González durante el desarrollo de su TFG “Análisis en Creo de la huella rueda-carril” [24]. Dicho eje tiene un perfil UIC 54, cuyas dimensiones vienen especificadas en la norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008 [8], y pueden observarse en el **ANEXO C**.

Algunas de las características de este perfil son:

- Peso : 54,43 Kg/m
- Sección: $69,3 \text{ cm}^2$
- Momento de inercia: 2346 cm^4
- Modulo resistente del patín: $279,3 \text{ cm}^3$

4.3. Modelado del eje

Al igual que el carril, se parte de un eje ya modelado en PTC Creo [24], cuyas dimensiones vienen especificadas en la norma UNE-EN 13103:2010 [4]. Las dimensiones y el perfil pueden observarse también en el **ANEXO C**.

4.4. Modelado de la rueda

La rueda también ha sido modelada en PTC Creo [24], cuyas dimensiones están recogidas en la norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009 [6] y que se muestran junto al perfil en el **ANEXO C**.

4.5. Modelado del rodillo

Al igual que el resto de elementos, los rodillos ya habían sido modelados en PTC Creo [24] y cuyas dimensiones se sacan de los planos que proporciona la empresa DANOBAT, la cual se encarga de fabricarlos y que se muestran en el **ANEXO C**.

4.6. Conjunto rueda-carril

Se ha empleado un conjunto constituido por el eje, las ruedas y el carril, cuyas geometrías ya se han especificado en los puntos anteriores y que ya había sido ensamblado anteriormente en PTC Creo [24]. En la figura 4.1 se puede ver el conjunto completo.

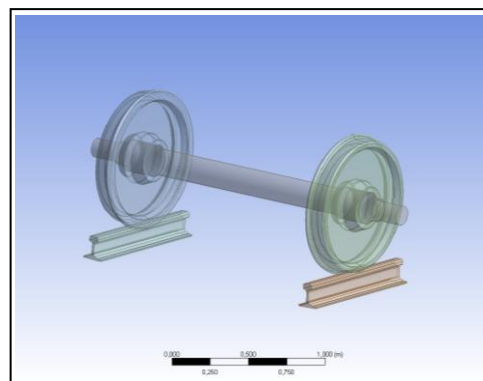


Figura 4.1. Conjunto rueda-carril.

4.7. Conjunto rueda – 3 rodillos

Para ensamblar este conjunto primero se debe montar el subconjunto eje-rueda, por lo que hay que fijar una distancia desde el centro del eje hasta justo la sección de calaje que es donde van montadas las ruedas en el eje.

Una vez montado este subconjunto se procede a montar el conjunto principal, y para ello primero debemos de colocar los rodillos con respecto al centro del eje a una distancia correspondiente a la mitad del ancho de vía. Después se definen las distancias verticales y longitudinales desde el centro del rodillo al plano medio del eje, así como los ángulos entre rodillos (ver Figura 4.2).

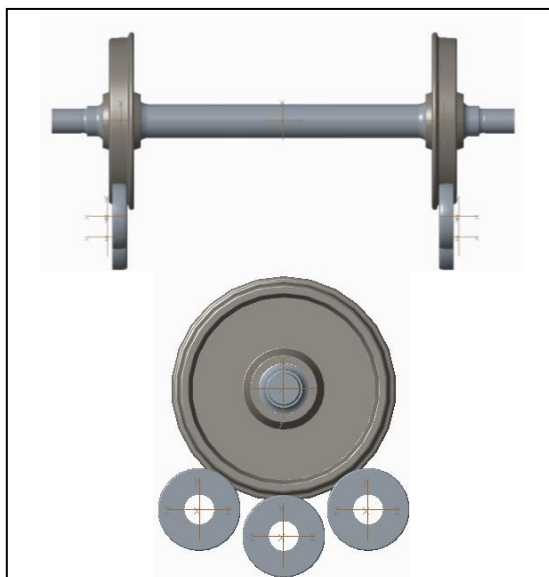


Figura 4.2. Montaje del conjunto rueda-3 rodillos

4.7.1 Parametrización

Para este conjunto se realizarán cambios en la longitud del diámetro y para ello se utilizará la parametrización, una herramienta que lleva implementado el programa PTC Creo y que permite seleccionar algunas de las medidas del conjunto, en este caso el diámetro del rodillo central y convertirlo en parámetro, para de esta forma poder cambiar la geometría del conjunto de manera fácil y rápida y ahorrando así mucho tiempo en el proceso de rediseño del conjunto.

4.8. Elección del material

Puesto que una de las condiciones del contacto hertziano es que los cuerpos en contacto deben de estar hechos de un material con idénticas propiedades, se les ha asignado como material a todos los elementos que forman el conjunto rueda-carril y rueda-rodillos el acero, más concretamente el acero R8 (ver tabla 4.1).

Contenido máximo en %										
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V	(Cr+Mo+Ni)
0,52	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50

Tabla 4.1. Contenido máximo en porcentaje de cada elemento específico en el acero R8.

Como se ha comentado en puntos anteriores, Ansys permite crear un material desde cero, o si no dispone de un directorio con distintos materiales. En este caso se ha optado por partir de uno de los materiales que nos ofrece, Structural Steel (ver Figura 4.3) del cual se han cambiado tres propiedades para que corresponda con el del acero R8:

- Densidad : 7800 Kg/m^3
- Coeficiente de poisson: 0,27
- Módulo de Young: 210 GPa

A		B	C	D
1	Contents of Engineering Data	source	Description	
2	Material			
3	Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material			

A		B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7800	kg m^{-3}		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus an...			
8	Young's Modulus	$2,1\text{E}+11$	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,27			
10	Bulk Modulus	$1,5217\text{E}+11$	Pa		
11	Shear Modulus	$8,2677\text{E}+10$	Pa		
12	Field Variables				
13	Temperature	Yes			
14	Shear Angle	No			
15	Degradation Factor	No			
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
20	Strain-Life Parameters				
28	Tensile Yield Strength	$2,5\text{E}+08$	Pa		
29	Compressive Yield Strength	$2,5\text{E}+08$	Pa		
30	Tensile Ultimate Strength	$4,6\text{E}+08$	Pa		
31	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Figura 4.3. Acero en Ansys Workbench.

4.9. Condición de simetría

Como tanto el conjunto rueda-carriil, como el conjunto rueda-rodillos son simétricos con respecto al eje Y, se ha decidido cortar a ambos conjuntos por la mitad y colocar en esa sección la condición de simetría (ver Figura 4.4 y Figura 4.5).

El objetivo principal por el que se ha hecho esto, es de reducir el tiempo de resolución justo a la mitad, sin afectar al resultado final.

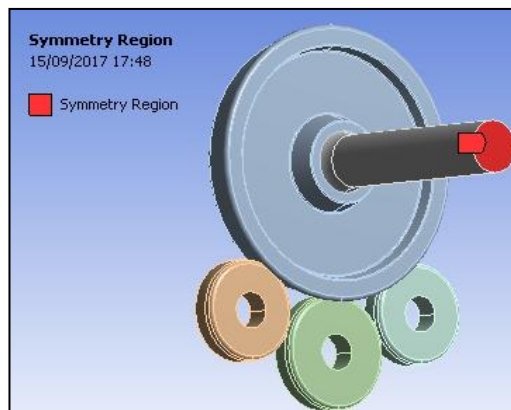


Figura 4.4. Condición de simetría en el conjunto rueda-3 rodillos.



Figura 4.5. Condiciones de simetría en el conjunto rueda-carril.

4.10. Conexiones

Ansys ofrece la posibilidad de crear los contactos automáticamente o manualmente, en este caso se ha hecho de forma automática distinguiéndose dos contactos en cada conjunto [25].

En el conjunto rueda-carril está el contacto entre la rueda y el eje (ver Figura 4.6) y el otro contacto se produce entre la rueda y el carril (ver Figura 4.7). En el conjunto rueda-rodillos como es evidente existe también contacto entre la rueda y el eje, y el otro contacto se produce entre la rueda y los rodillos (ver Figura 4.8).

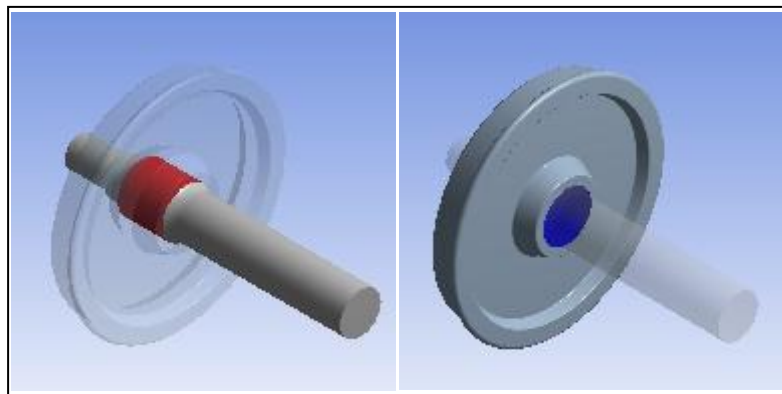


Figura 4.6. Contacto entre el eje y la rueda.

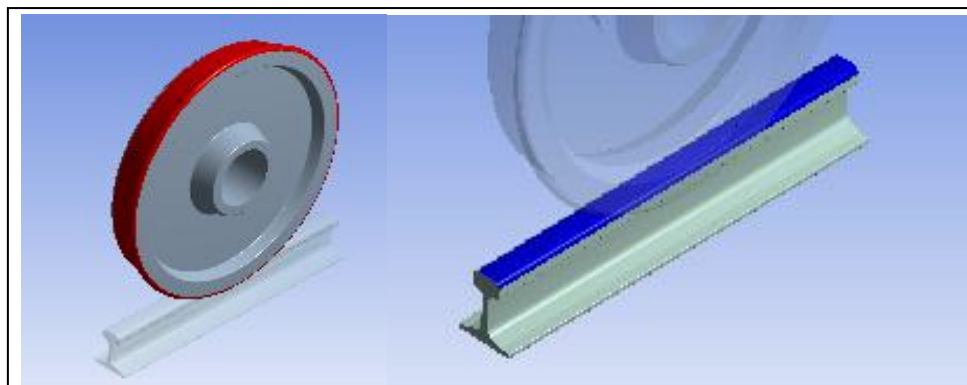


Figura 4.7. Contacto entre la rueda y el carril.

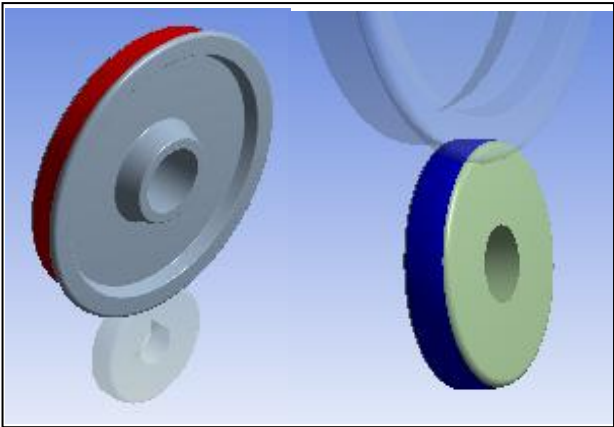


Figura 4.8. Contacto entre rueda y rodillo.

En la figura se aprecia los tipos de contacto que nos ofrece Ansys (ver Figura 4.9). En ambos conjuntos el contacto entre la rueda y el eje va a ser de tipo bonded (ver Figura 4.10), en este tipo de contacto no se permite que las caras o aristas se separen ni que deslicen entre sí.

Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Bonded
Behavior	No Separation
Trim Contact	Frictionless
Trim Tolerance	Rough
Suppressed	Forced Frictional Sliding

Figura 4.9. Tipos de contacto en Ansys.

Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	5,2462e-003 m
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled
Geometric Modification	
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Figura 4.10. Parámetros del contacto bonded.

El contacto entre la rueda y el carril y entre la rueda y los rodillos, es de tipo rough (ver Figura 4.11) en el cual se restringe que las superficies de contacto deslicen entre sí.

En este tipo de contacto el coeficiente de fricción se asume como infinito. Para este contacto se ha empleado una formulación del tipo “Pure penalty”, en la Tabla 4.2 se mencionan algunas ventajas y desventajas de este tipo de formulación.

Definition	
Type	Rough
Scope Mode	Automatic
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	5,2462e-003 m
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Pure Penalty
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Manual
Normal Stiffness Factor	5,
Update Stiffness	Program Controlled
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
Geometric Modification	
Interface Treatment	Adjust to Touch
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Figura 4.11. Parámetros del contacto rough.

Pure Penalty	
+	Good convergence behavior (few equilibrium iterations)
-	Sensitive to selection of normal contact stiffness
-	Contact penetration is present and uncontrolled
+	Useful for any type of contact behavior
+	Either Iterative or Direct Solvers can be used
+	Symmetric or asymmetric contact available
+	Contact detection at integration points

Tabla 4.2. Ventajas y desventajas de la formulación “Pure Penalty”.

También se ha utilizado el “Normal Stiffness Factor” que es uno de los parámetros más importante ya que afecta tanto a la precisión como al comportamiento de la convergencia. Un alto valor de este factor supone una mayor precisión, pero peor convergencia y si se utiliza un valor bajo, el modelo puede oscilar haciendo que las superficies de contacto puedan rebotar entre sí. Cabe destacar que este valor tiene que estar comprendido entre 1 y 10.

4.11. Mallado

Este paso es de los más importantes, puesto que dependiendo de la calidad de la malla, se obtendrán resultados de mayor o menor fiabilidad.

De todas las opciones de mallado que ofrece Ansys, se ha elegido "contact sizing". Esta opción genera un mallado más fino en la zona de contacto que hayamos elegido y según se aleja de este, la malla se va haciendo más grande (ver Figura 4.12 y Figura 4.13). Lo que conseguimos con esto es que en la zona de contacto, que es la que interesa para este estudio se acumulen la mayoría de nodos y reducir así el tiempo de resolución, ya que si utilizamos el mismo tipo de malla para todo el conjunto estaríamos perdiendo mucho tiempo en analizar zonas que no son de interés.

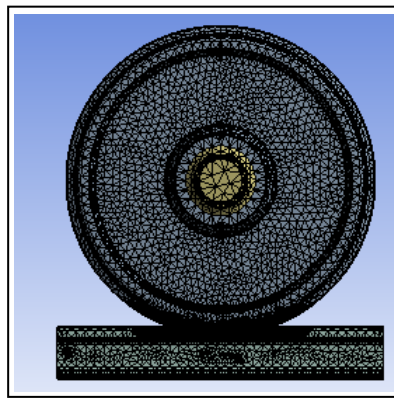


Figura 4.12. Mallado del conjunto rueda-carril.

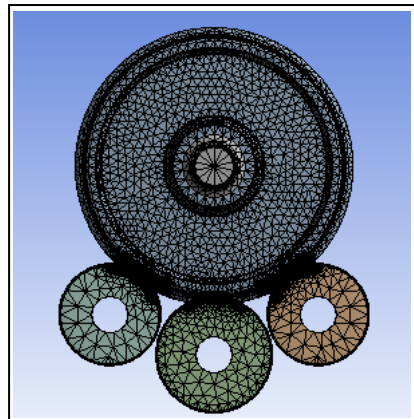


Figura 4.13. Mallado del conjunto de rueda-3 rodillos.

En el contacto se ha elegido un tamaño de elemento de 2 mm y para el resto del conjunto de 1 cm.

4.12. Condiciones de contorno

4.12.1 Restricciones

Al realizar un análisis estático de ambos conjuntos, se deben restringir bien para que no se realice el análisis suponiendo que son un mecanismo.

A continuación se van a explicar las diferentes restricciones correspondientes al conjunto rueda-carril que se han utilizado y como se han realizado:

- Restricción plana del carril: Esta restricción del tipo “Fixed Support” se aplica en la superficie inferior del carril como se puede observar en la Figura 4.14 limitando el movimiento en todas las direcciones.

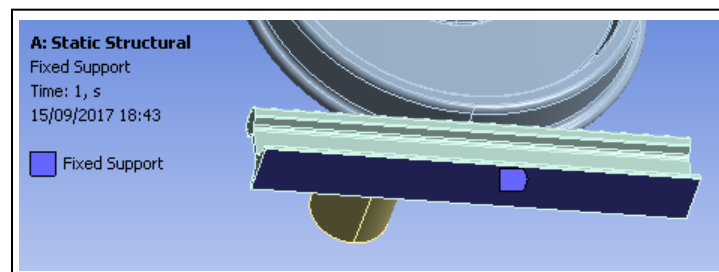


Figura 4.14. Restricción en el carril.

- Restricción de desplazamiento en el eje: Esta restricción de tipo “Displacement” impide el movimiento en la dirección X y Z y lo permite en la dirección Y, que es donde están aplicadas las mayorías de las fuerzas. Se aplica en las superficies laterales del eje como se aprecia en la Figura 4.15.

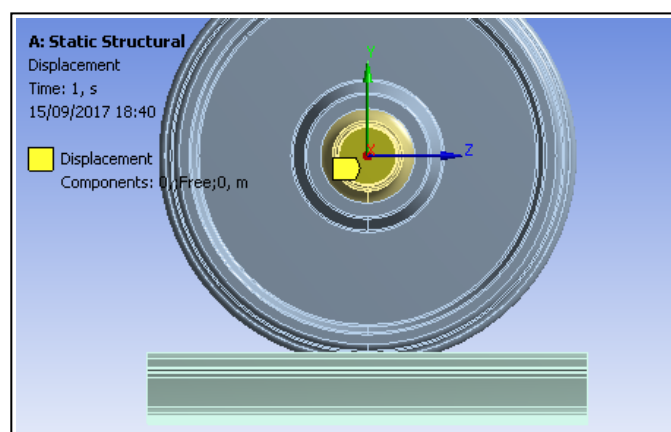


Figura 4.15. Restricción del eje.

Para el conjunto rueda-rodillos, se aplicará también la restricción en el eje y aparte la siguiente:

- Restricción en los rodillos: Esta restricción impide el movimiento en todas las direcciones, dejando el rodillo empotrado. Se aplica en la superficie interior de los rodillos (ver Figura 4.16).

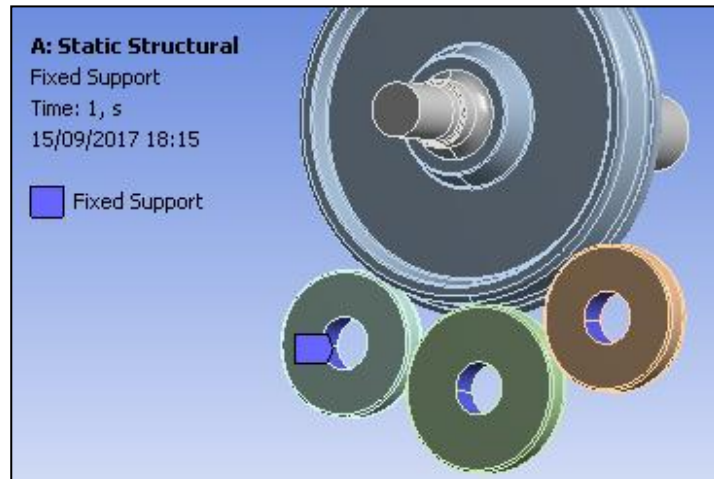


Figura 4.16. Restricción en los rodillos.

4.12.2 Cargas

Con respecto a las cargas, ambos conjuntos están sometidos a cargas verticales. Estas cargas se aplican sobre el eje de manera que la mitad de la carga está aplicada en una mangueta y la otra mitad en la otra mangueta, pero como los conjuntos han sido simplificados a la mitad por simetría sólo tendríamos una carga como se observa en la Figura 4.17.

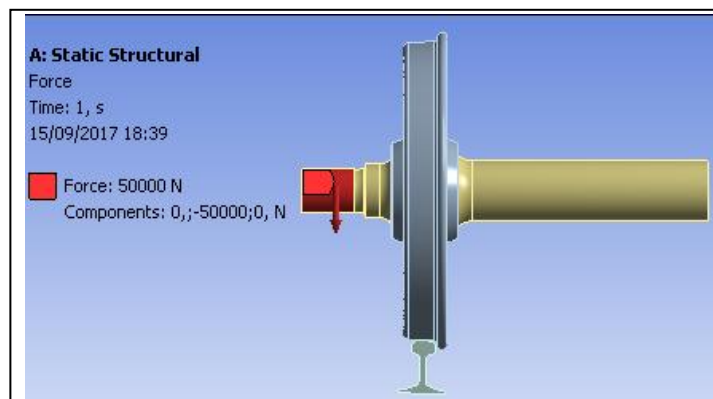


Figura 4.17. Aplicación de la carga vertical.

4.13. Resultados teóricos

De todos los resultados que se pueden obtener, para ambos conjuntos sólo interesan los siguientes:

- Área de la huella de contacto (mm^2).
- Tensión de Von Mises (MPa).
- Presión en la zona de contacto (MPa).

En la Figura 4.18 se pueden ver los pasos a seguir en la metodología.

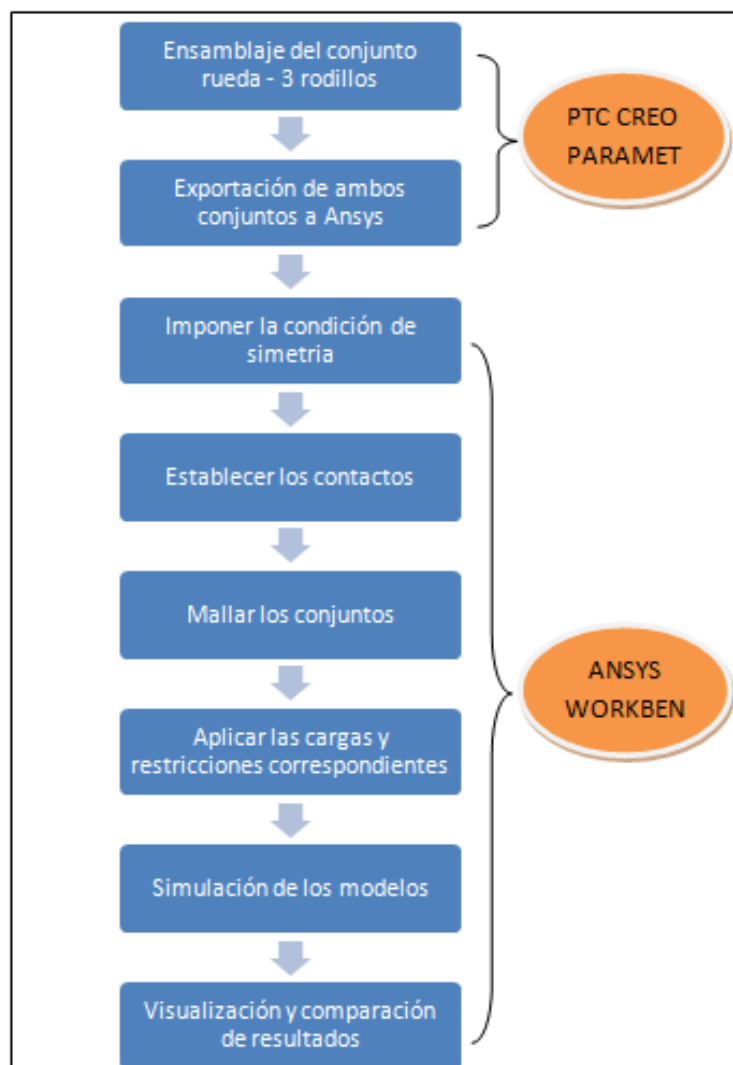


Figura 4.18. Diagrama con los pasos a seguir durante la metodología.

5. DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS

5.1. Introducción

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos en cada simulación y se procede a compararlos con los resultados teóricos, los cuales son proporcionados por el grupo de investigación MAQLAB y que están basados en el modelo propuesto por A.A.Shabana, que consiste en la implantación de la teoría de Hertz en el programa MATLAB.

Para las simulaciones entre la rueda y el carril en las cuales se va variando la carga sobre las manguetas de los ejes, sí que se tienen dichos datos teóricos, los cuales se pueden observar en la Tabla 5.1.

Carga (T)	Área de contacto (mm^2)	Presión Máxima (Mpa)
2,5	30,9503	605,2331
5	49,1306	762,546
7,5	64,3792	872,8972
10	77,9899	960,7477
12,5	90,4993	1034,9
15	102,1957	1099,8
17,5	113,2567	1157,8
20	123,8012	1210,5
22,5	133,9142	1258,9
25	143,6586	1303,9

Tabla 5.1. Teoría de Hertz para la variación de cargas en el ensayo rueda-carril.

Pero para las simulaciones entre la rueda y los tres rodillos con una carga de 10 T sobre el eje y en las que se va variando el diámetro del rodillo central, no se tienen estos datos teóricos con los que poder comparar. No obstante se van a mostrar los resultados teóricos de dos ensayos, el primero entre una rueda y dos rodillos variando la distancia entre ellos y sometiendo el eje a una carga de 10 T [24] y el segundo entre una rueda y un rodillo variando el diámetro de este y sometiendo el eje a una carga de 20 T [26], con el fin de hacernos una idea de cómo podrían ir variando los resultados. Estas tablas son la Tabla 5.2 y Tabla 5.3.

Distancia (mm)	Ángulo, α (°)	Área de contacto (mm^2)	Presión Máxima (Mpa)
500	23,78	34,1816	1197,7
550	26,3305	34,6592	1206,1
600	28,9385	35,2144	1215,7
650	31,614	35,8603	1226,8
700	34,3687	36,6146	1239,6
750	37,2172	37,5004	1254,5
800	40,1778	38,55	1272
850	43,2737	39,8091	1292,6
900	46,536	41,3449	1317,3

Tabla 5.2. Teoría de Hertz para la variación de distancias entre los rodillos para carga de 10 T en el ensayo rueda-2 rodillos.

Radio del rodillo (m)	Presión máxima (MPa)	Área de contacto (mm^2)
100	1770,07	45,4893
175	1519,5	55,018
200	1475,3	57,3718
300	1373	64,6889
400	1362,5	70,0676
500	1303,7	74,3929
600	1292,8	78,062
700	1288,5	81,2835
800	1288,2	84,1797

Tabla 5.3. Teoría de Hertz para la variación del radio del rodillo para una carga de 20 T en el ensayo rueda-1 rodillo.

Los resultados de los que se dispone para hacer las posteriores comparaciones, son la presión de contacto, la tensión de Von Mises y del área de contacto.

5.2. Variación de cargas en el eje para el ensayo rueda-carril

A continuación se mostrarán los resultados obtenidos en las simulaciones en las que se ha ido variando la carga sobre las manguetas del eje, empezando con una carga de 2,5 T e incrementándose esta de 2,5 en 2,5 T hasta llegar a las 25 T.

Más concretamente en este apartado se mostrarán los resultados correspondientes a la simulación con una carga de 10 T en el eje. Los resultados de las demás simulaciones quedan recogidos en el anexo A.

En la Figura 5.1. Huella de contacto. se puede observar perfectamente la huella que se produce durante el contacto.

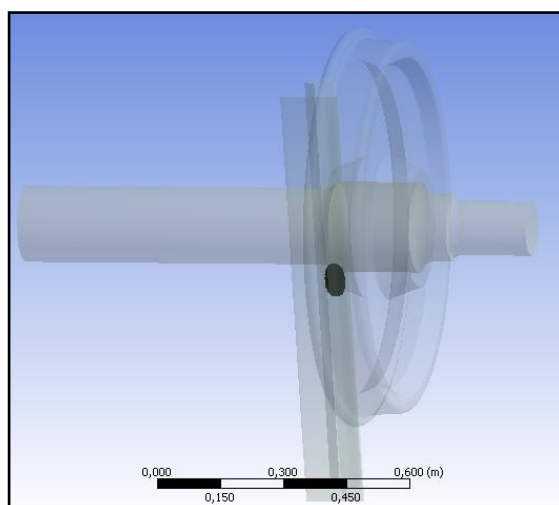


Figura 5.1. Huella de contacto.

Primero nos fijaremos en la tensión de Von Mises (ver Figura 5.2. Distribución de la tensión Von Mises para una carga de 10 T.), que alcanza su máximo valor cerca de la zona de contacto, que sería la zona de rojo y según nos vamos alejando de esa zona va disminuyendo la tensión, que sería la zona de azul. La máxima tensión de Von Mises que se alcanza es de 609,3 MPa.

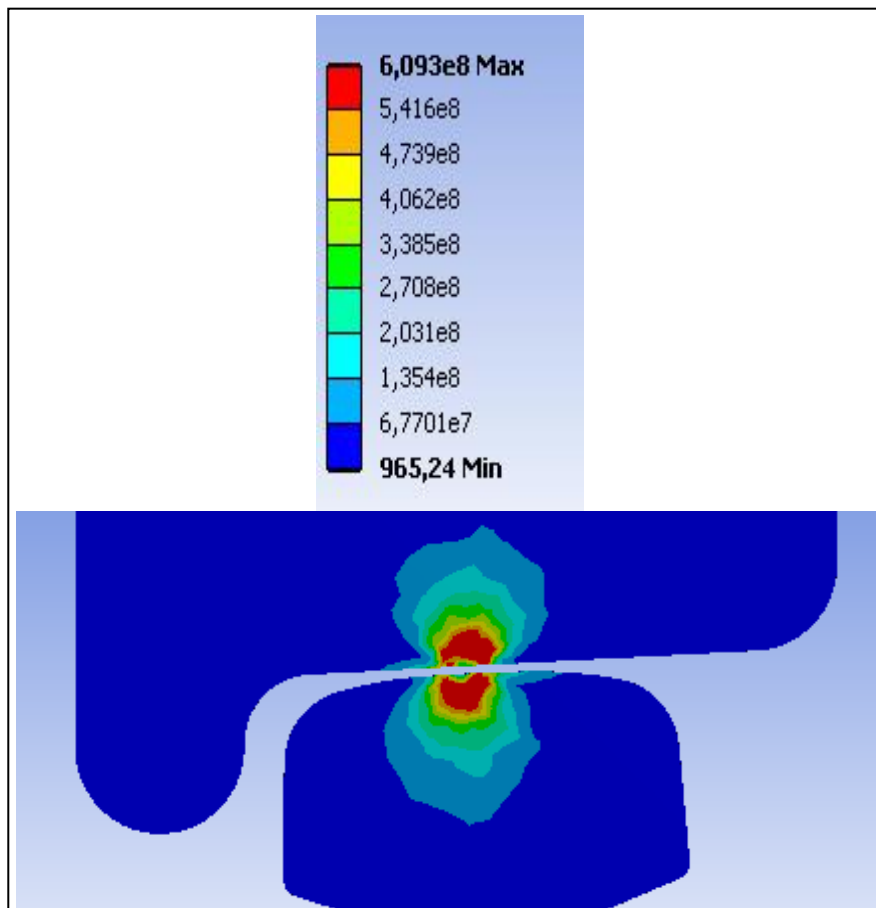


Figura 5.2. Distribución de la tensión Von Mises para una carga de 10 T.

Después analizamos la distribución de la presión de contacto (ver Figura 5.3), el máximo valor de esta se alcanza justo en el contacto entre ambos cuerpos alcanzando un valor de 959,54 MPa. Esta presión de contacto deja una huella con forma elíptica, lo cual es una buena señal ya que según la teoría de Hertz dicha huella deber tener tal forma.

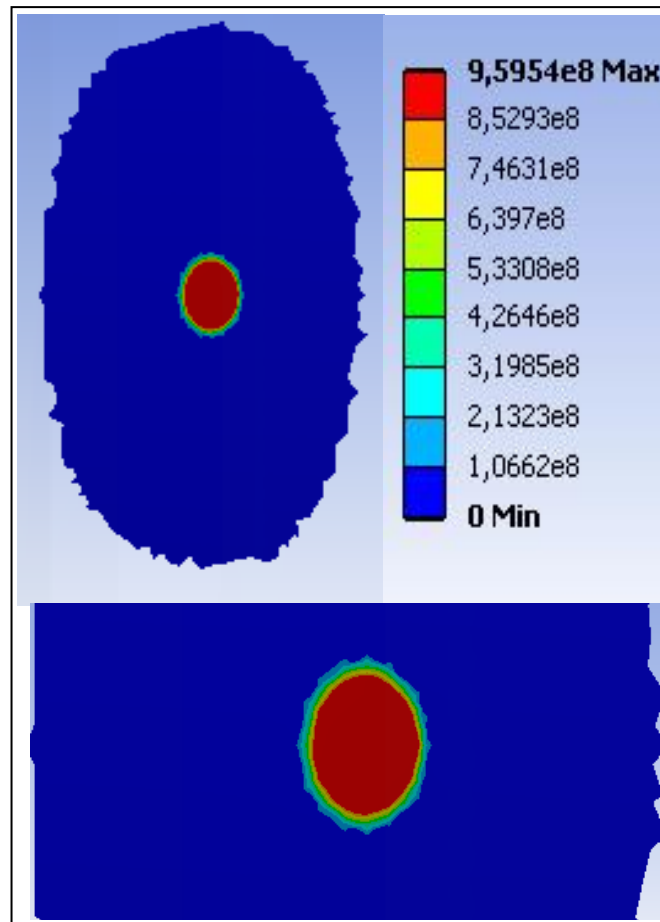


Figura 5.3. Distribución de la presión de contacto para una carga de 10 T.

Por último nos fijaremos en el área de contacto, la cual alcanza un valor de 82,921 mm^2 , cómo se puede observar en la Figura 5.4.

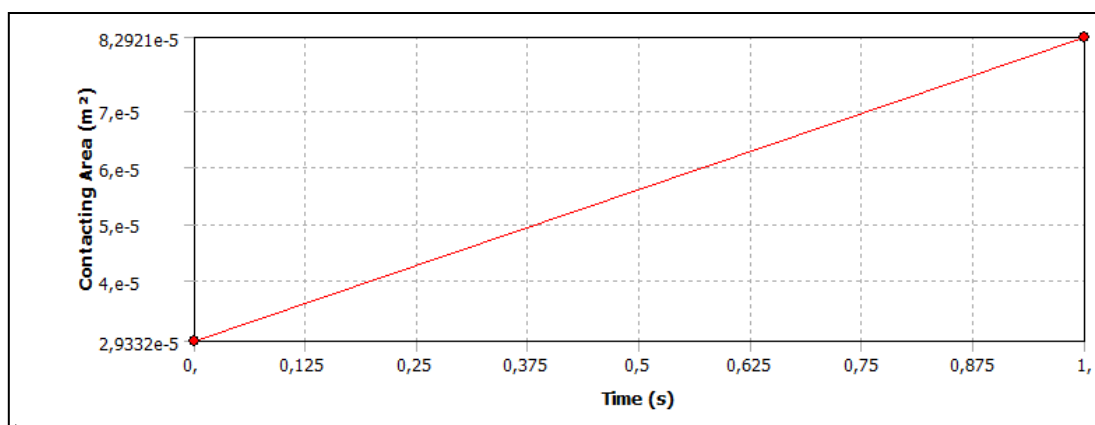


Figura 5.4. Área de la zona de contacto para una carga de 10T.

Los resultados obtenidos en cada simulación se muestran en la Tabla 5.4.

Carga (T)	Área de contacto (mm^2)	Presión Máxima (Mpa)	Tensión de Von Misses (MPa)
2,5	29,855	594,7	305,73
5	50	773,5	430
7,5	67,971	837,27	531,29
10	82,921	959,54	609,3
12,5	92,126	1062,5	666,35
15	102,57	1112,1	710,29
17,5	114,6	1157,7	749,43
20	122,8	1214,3	782,68
22,5	135,52	1276,2	821,91
25	143,54	1334,4	854,48

Tabla 5.4. Resultados del modelo rueda-carril con variación de carga en el eje.

A continuación se muestran las gráficas que recogen la evolución de la presión de contacto (ver Figura 5.5) y de la tensión de Von Misses (ver Figura 5.6) con la carga.

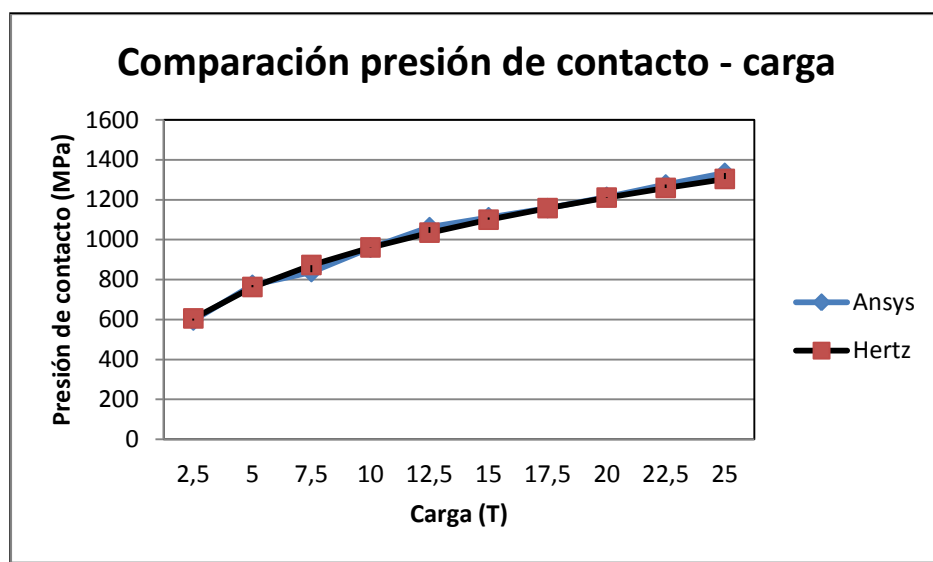


Figura 5.5. Gráfica de la evolución de la presión de contacto con la carga ensayo rueda-carril.

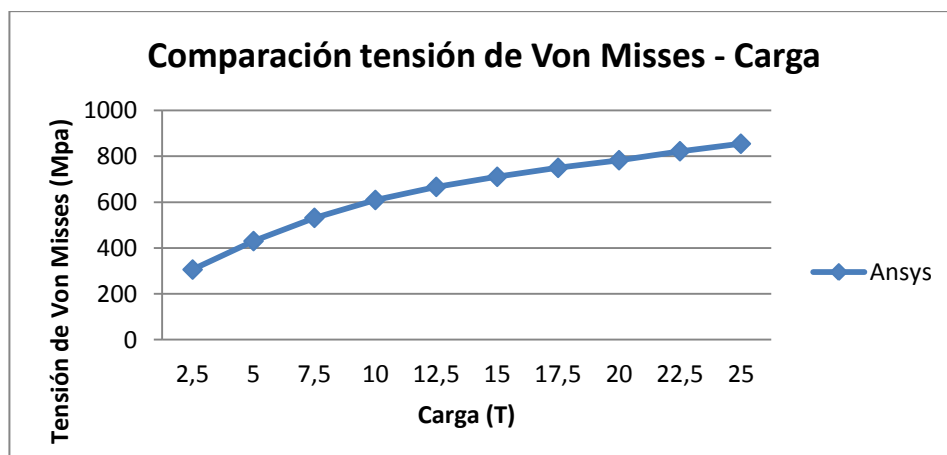


Figura 5.6. Gráfica de la evolución de la tensión de Von Misses con la carga en el ensayo rueda-carril.

Respecto a la primera gráfica se puede observar como al aumentar la carga, también lo hace la presión de contacto. Los resultados teóricos de la presión de contacto obtenidos del modelo de Hertz siguen la tendencia de una expresión polinómica de orden 2 y los resultados prácticos obtenidos mediante las simulaciones en Ansys también se ajustan a esta tendencia, aunque con alguna pequeña desviación. Por último como los resultados prácticos se asemejan mucho a los teóricos, algunos incluso llegando a coincidir, se pueden dar como válidos dichos resultados.

En cuanto a la segunda gráfica también se observa como la tensión de Von Mises aumenta al hacerlo la carga. En este caso los resultados también siguen la tendencia de una expresión de orden 2 y aunque la teoría de Hertz no nos aporte valores teóricos de la tensión de Von Mises con los que poder comparar, los resultados prácticos debido a su coherencia también se dan como válidos.

Para terminar, solo queda por comentar la evolución del área de contacto con la carga (ver Figura 5.7). Al igual que en las anteriores gráficas, el valor del área de contacto aumenta cuando también lo hace la carga. Los resultados prácticos son casi iguales a los teóricos por lo que dichos resultados también se dan como válidos.

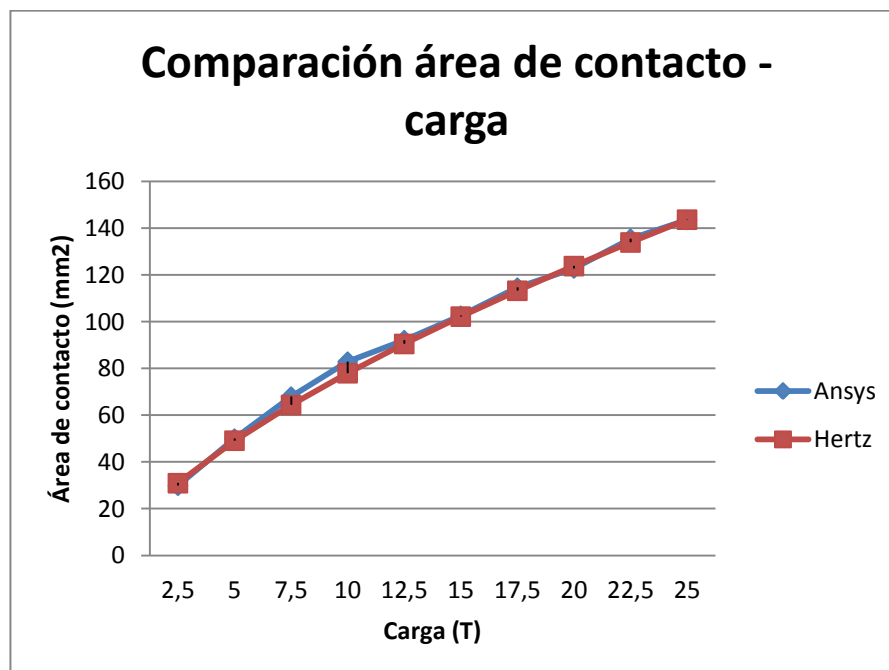


Figura 5.7. Gráfica de la evolución del área de contacto con carga ensayo rueda-carril.

En resumen, como todos los resultados obtenidos son válidos se llega a la conclusión de que el modelo también lo es.

5.3. Variación del diámetro del rodillo central con una carga de 10 T en el eje para el ensayo rueda-3 rodillos

En este punto se someterá al conjunto rueda -3 rodillos a una carga constante de 10 T sobre el eje, es decir 5 T sobre cada mangueta y se irá variando el diámetro del rodillo central, tomando estos los valores de 250, 300, 350 y 400 mm. A continuación se mostrarán los resultados correspondientes a la simulación realizada con un diámetro de 300mm (ver Figura 5.8).

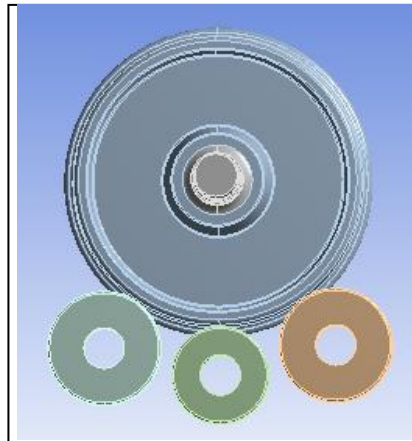


Figura 5.8. Diámetro de 300 mm.

En la Figura 5.9 se pueden apreciar las huellas que se producen durante la simulación.

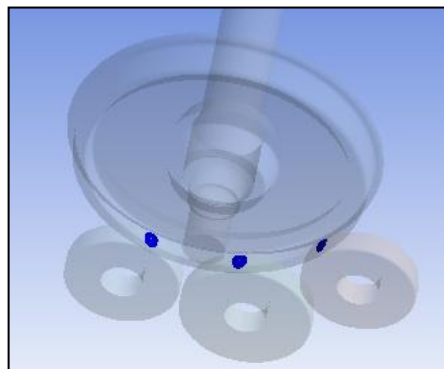


Figura 5.9. Huellas producida durante la simulación.

Primero se analizará la tensión de Von Mises, que como en el caso del carril también alcanza su máximo valor en la zona de contacto, en este caso en el que se produce entre la rueda y los rodillos, como se observa en la Figura 5.10. El máximo valor que se alcanza es de 987,35 MPa.

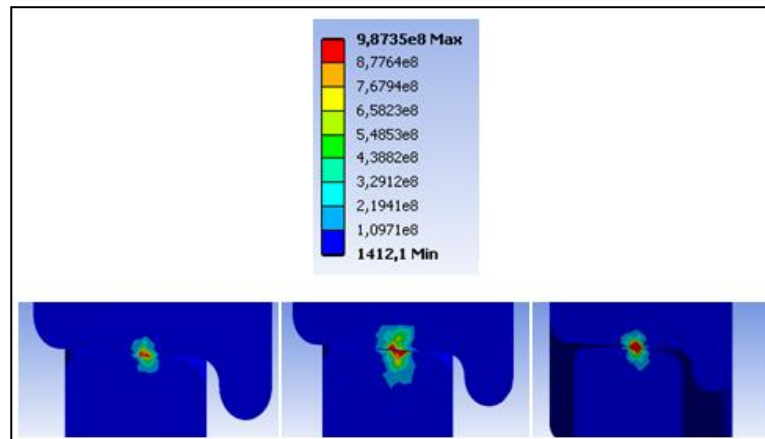


Figura 5.10. Tensión de Von Mises en los rodillos.

A continuación se muestran la máxima presión de contacto y el área de contacto en cada uno de los rodillos.

Rodillo izquierdo

Máxima presión de contacto: 968,88 Mpa (ver Figura 5.11).

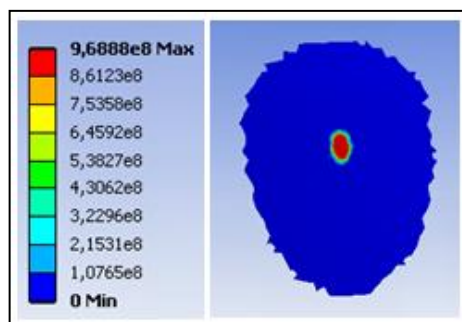


Figura 5.11. Presión de contacto en el rodillo izquierdo.

Área de contacto: 19,498 mm² (ver Figura 5.12).

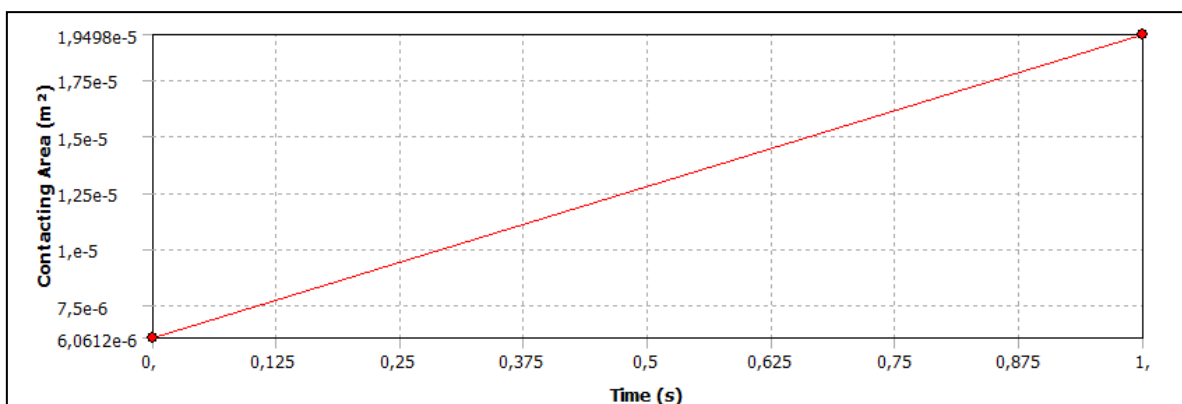


Figura 5.12. Área de contacto en el rodillo izquierdo.

Rodillo central

Máxima presión de contacto: 1021 Mpa (ver Figura 5.13).

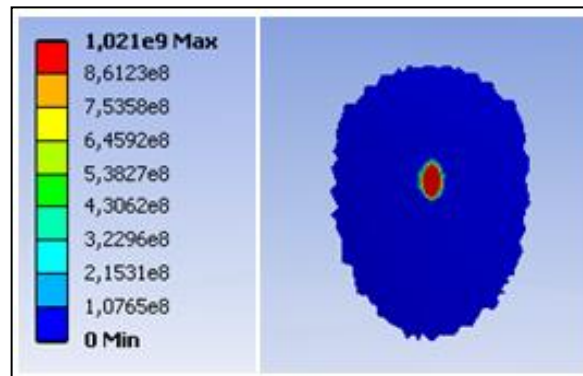


Figura 5.13. Presión de contacto en el rodillo central.

Área de contacto: 23,825 mm² (ver Figura 5.14).

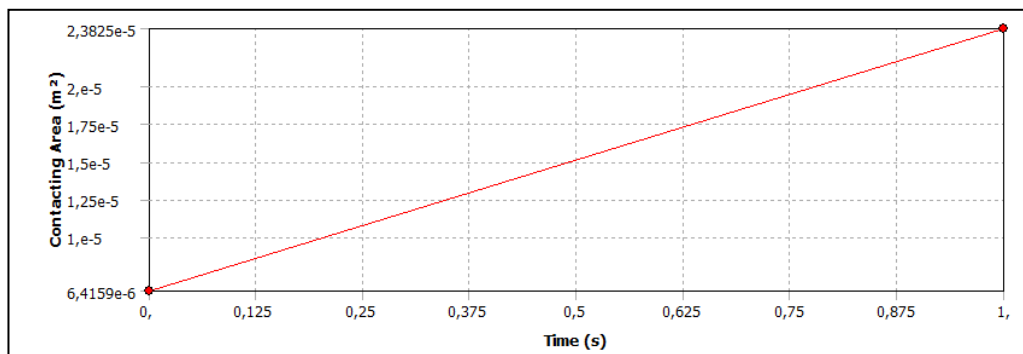


Figura 5.14. Área de contacto en el rodillo central.

Rodillo derecho

Máxima presión de contacto: 911,75 Mpa (ver Figura 5.15).

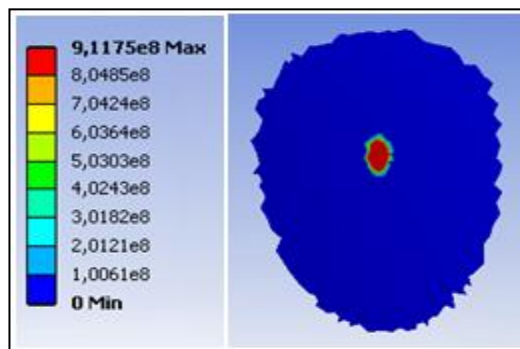


Figura 5.15. Presión de contacto del rodillo derecho.

Área de contacto: $19,026 \text{ mm}^2$ (ver Figura 5.16).

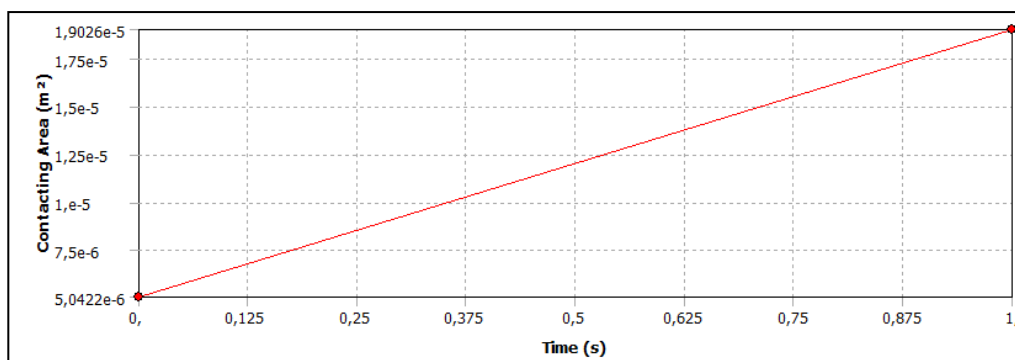


Figura 5.16. Área de contacto del rodillo derecho.

Para empezar, en el rodillo central se acumula la máxima presión debido a que este es el que menor diámetro tiene de los tres rodillos. En cuanto a los rodillos laterales se aprecia como en el izquierdo hay más presión, aunque no mucha más que en el derecho, esto puede deberse a que el rodillo izquierdo apoye antes que el derecho. Y en cuanto a las áreas de los rodillos laterales, son prácticamente iguales, el izquierdo tiene un poco más pero porque aguanta también más presión.

A continuación en la Tabla 5.5 se detallan los resultados obtenidos en cada simulación.

Diámetro del rodillo central (mm)	Tensión de Von Mises (MPa)	Presión (MPa) rodillo 1	Presión (MPa) rodillo 2	Presión (MPa) rodillo 3	Área (mm²) rodillo 1	Área (mm²) rodillo 2	Área (mm²) rodillo 3
250	1052,1	1055	1079,8	954,85	21,115	22,323	19,821
300	987,35	968,88	1021	911,75	19,498	23,825	19,026
350	962,57	958,86	978,24	885,45	17,93	25,592	18,196
400	895,95	905,46	893,05	791,76	17,828	29,68	17,85

Tabla 5.5. Resultados de las distintas simulaciones del conjunto rueda – 3 rodillos.

A continuación se muestran las gráficas que recogen la evolución de la tensión de Von Mises (ver Figura 5.17), de la presión de contacto (ver Figura 5.18) y del área de contacto con la variación del diámetro central (ver Figura 5.19).

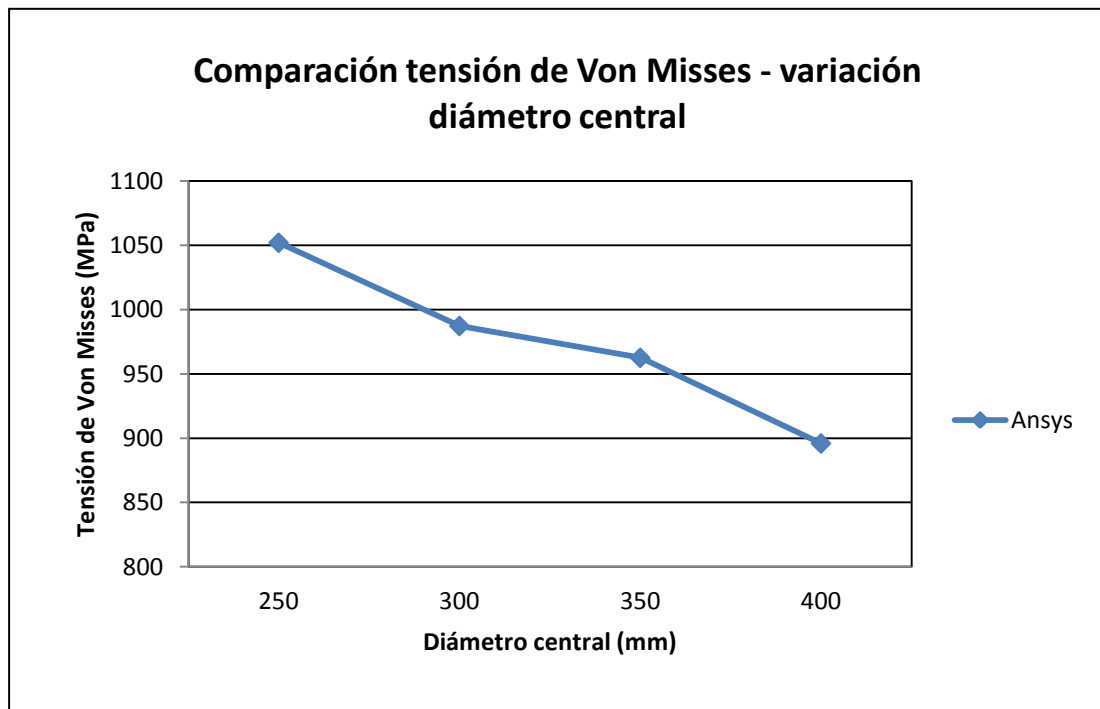


Figura 5.17. Gráfica de la evolución de la tensión Von Mises con la variación del diámetro central en el ensayo rueda-3 rodillos.

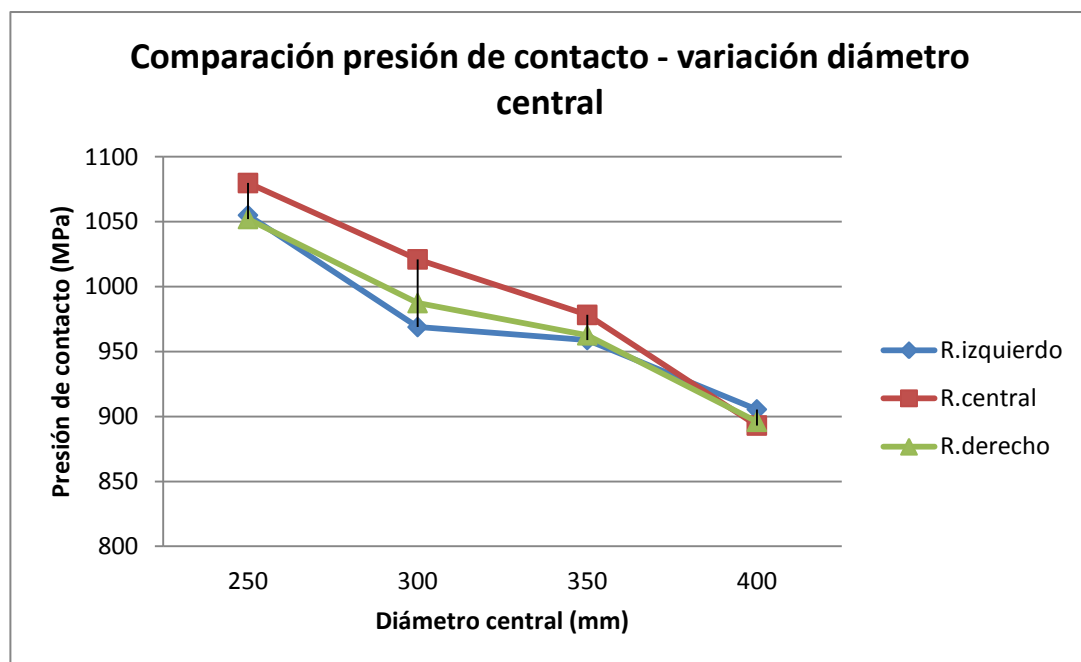


Figura 5.18. Gráfica de la evolución de la presión de contacto con variación del diámetro central en el ensayo rueda-3 rodillos.

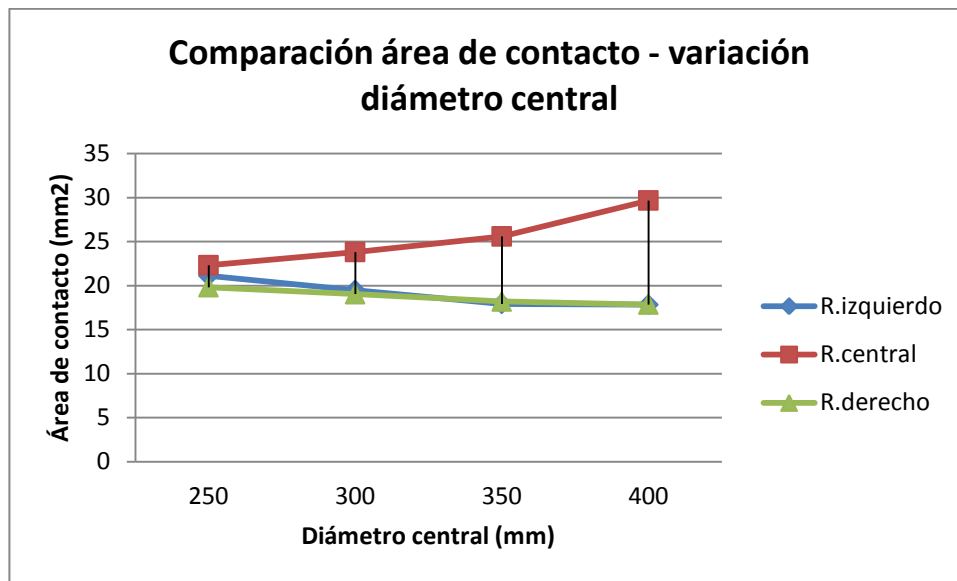


Figura 5.19. Gráfica de la evolución del área de contacto con variación del diámetro central en ensayo rueda-3 rodillos.

Empezando por la tensión de Von Mises, se puede apreciar cómo según se va aumentando el diámetro del rodillo central, va disminuyendo la distancia entre los otros dos rodillos y este. Al suceder esto la tensión de Von Mises disminuye. Aunque no hay datos teóricos con los que poder comparar estos resultados, se dan por válidos ya que si nos fijamos en la tabla que recoge los resultados correspondientes a las simulaciones de rueda – 2 rodillos variando la distancia entre ambos, se observa como la presión de contacto tiende a disminuir cuando la distancia entre ambos rodillos se acorta y si esta disminuye también lo hace la tensión de Von Mises.

En cuanto al rodillo central (rodillo 2), fijándonos en la tabla que recoge los resultados correspondientes a la simulaciones rueda–1rodillo en las que se va variando el diámetro de dicho rodillo manteniendo una carga fija de 20 T, se puede observar como al ir aumentando el diámetro, el área de contacto también va aumentando, esto es lógico ya que aumenta la zona de contacto. Y en cuanto a la presión de contacto, esta va disminuyendo según aumenta el diámetro ya que se tiene mayor superficie de contacto y la presión se reparte mejor.

En cuanto a los dos rodillos laterales, se observa como el rodillo izquierdo (rodillo 1) aguanta en cada simulación más presión que el derecho (rodillo 3), esto se debe a que la rueda primero se posa sobre el rodillo izquierdo y a continuación se apoya en el central y por último en el derecho. La causa de este fenómeno puede ser un incorrecto montaje del conjunto. Pese a esto se observa como las presiones en ambos rodillos van disminuyendo según se aumenta el diámetro, esto se debe principalmente a que se va acortando la distancia entre los rodillos laterales y el central. En cuanto a las áreas, las de ambos rodillos son prácticamente iguales y estas van aumentando según lo hace la presión, es decir cuando se disminuye el diámetro del rodillo central.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. Conclusiones

Tras la lectura de toda la información presente en este proyecto así como de todos los análisis y estudios realizados para su elaboración, se puede afirmar que se han alcanzado los objetivos propuestos inicialmente, y sobre todo se ha cumplido con el objetivo principal

“La simulación y análisis de modelos numéricos sobre ANSYS que permitan estudiar la evolución de la huella de contacto para rueda-carril y rueda-rodillos”.

A parte de cumplir con el objetivo principal, también se han llegado a las siguientes conclusiones:

- Se ha aplicado el Método de Elementos Finitos (MEF) en Ansys Workbench a la obtención de tensiones y presiones en el contacto rueda-carril.
- Se ha aplicado el Método de Elementos Finitos (MEF) en Ansys Workbench a la obtención de tensiones y presiones en el contacto rueda-rodillos.
- Al simplificar los conjuntos mediante la condición de simetría los resultados finales no se ven alterados y además se ahorra tiempo en el proceso de resolución.
- Al tratarse de un análisis estático, en el que solo se permiten los movimientos verticales deben restringirse bien los conjuntos, seleccionando las condiciones de contorno adecuadas para que el modelo se asemeje a la realidad lo máximo posible
- Se ha conseguido un mallado preciso y refinado en la zona de contacto, de tal manera que se garantiza la fiabilidad de los resultados y un ahorro de tiempo considerable en la resolución.
- El análisis ha sido llevado a cabo aplicando al conjunto rueda - carril varias cargas, asemejándose desde el estado cero en el que el bogie está descargado hasta el estado límite en el que el bogie está sometido a máxima carga.
- Para el caso del contacto entre la rueda y los rodillos se han empleado varios tamaños del rodillo central, dejando los rodillos laterales con un tamaño constante y manteniendo una carga fija de 10 T por eje.
- Se han obtenido los parámetros de interés para comprender mejor el fenómeno de contacto: área de contacto, tensión de Von Mises y presión de contacto.

- Una vez obtenidos todos los resultados del conjunto rueda-carril, y comparándolos con los que ofrece la teoría de Hertz podemos concluir que son coherentes.
- En todas las simulaciones se ha comprobado que las huellas de contacto tienen forma elíptica, tal como se define en la teoría de Hertz.
- Respecto al conjunto rueda – 3 rodillos no se cuenta con resultados teóricos con los que poder comparar y comprobar, aún así los resultados obtenidos presentan una tendencia uniforme.
- También en el conjunto rueda – 3 rodillos no se ha conseguido una distribución de presión de contacto uniforme a lo largo de los rodillos laterales, debido probablemente a una colocación incorrecta de los rodillos con respecto al subconjunto rueda – eje.

6.2. Trabajos futuros

Para finalizar, en este estudio del contacto rueda-carril y rueda-rodillos ha habido una serie de estudios que no han sido objeto de este proyecto y que se proponen contemplar como desarrollo futuro del mismo para así mejorar los resultados obtenidos:

- Analizar el contacto cuando la rueda está en movimiento, es decir llevar a cabo un análisis dinámico ya que en este proyecto sólo se han realizado análisis estáticos.
- Emplear tanto para el carril, la rueda y los rodillos diferentes configuraciones geométricas para poder comparar y así poder elegir el perfil óptimo.
- Emplear otro tipo de material como puede ser uno elasto-plástico y comparar los resultados, para poder elegir el material que mejor comportamiento ofrezca bajo las condiciones en las que se han llevado a cabo los análisis.
- Utilizar otro tipo de contacto como por ejemplo puede ser el Friction el cual introduce un coeficiente de rozamiento.
- Aumentar el refinamiento de la malla, aunque se llega a un punto en el cual por muchos nodos que se tengan los resultados apenas varían.
- Desarrollar un modelo analítico basado en teorías aceptadas por la comunidad científica, del contacto entre la rueda y tres rodillos para comparar los resultados obtenidos mediante Ansys. Este modelo considerará las deformaciones de los elementos mecánicos para ajustar su posición.

- Modificar los radios y ángulos de todos los rodillos, no solo del central.
- Aplicar otro tipo de cargas como pueden ser las axiales o momentos en el eje, o una combinación de ambas para observar como varia la presión de contacto y la tensión en condiciones extremas.

7. ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

7.1. Introducción

En el presente capítulo se van a analizar los costes derivados de la elaboración de este proyecto. Primero se hará una planificación para saber cuánto tiempo se ha invertido y después se calculará el presupuesto total, teniendo en cuenta los gastos de personal, de equipo, de licencias de programas informáticos y otros costes indirectos.

7.2. Planificación

A continuación se detallan las actividades necesarias para la realización de este proyecto y se indica el tiempo invertido en cada una de ellas.

1. Planteamiento del trabajo: 2 semanas

Durante esta etapa se realizarán diversas reuniones con el tutor con el objetivo de explicarnos el desarrollo del problema, las herramientas que usaremos y los resultados a obtener.

2. Familiarización con el entorno PTC Creo: 1 semana

Aunque para este proyecto no se utilice mucho el PTC Creo ha sido necesario buscar información sobre su manejo, ya que durante carrera no se ha utilizado.

3. Familiarización con el entorno Ansys Workbench: 2 semanas

Este programa si ha sido utilizado en la carrera anteriormente, aunque también ha sido necesario buscar más información, tutoriales... para profundizar en todas las funciones que ofrece.

4. Desarrollo del modelo: 6 semanas

Una vez familiarizados con los anteriores programas se procede al montaje de los conjuntos, se establecen las cargas y condiciones de contorno y se procede al mallado.

5. Simulaciones y análisis de resultados: 7 semanas

En esta fase se simulan los modelos que se quieren analizar, observando que los resultados sean los correctos.

6. Redacción de la memoria: 4 semanas

En esta última etapa se procede a la redacción de la presente memoria, en la que se incluyen los objetivos del trabajo, la metodología a seguir, los resultados obtenidos en los análisis...

Se puede observar que el tiempo dedicado a la elaboración de este proyecto ha sido de 5 meses, en el diagrama de Gantt (ver figura 7.1) se recogen los pasos a seguir en el proyecto y su duración.

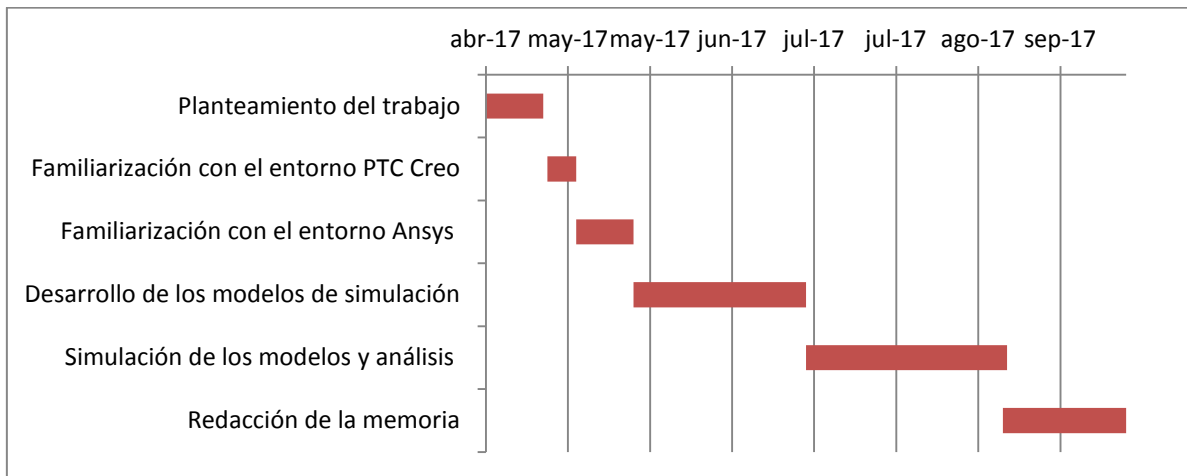


Figura 7.1. Diagrama de Gantt

7.3. Presupuesto

1.- Autor:

Álvaro Cid Gárgoles

2.-Departamento:

Ingeniería mecánica

3.-Descripción del proyecto:

Título: Análisis en Ansys del contacto rueda-carril

Duración: 5 meses

4.-Desglose presupuestario: este se puede ver de manera detallada en Tabla 7.1, Tabla 7.2 y Tabla 7.3.

SOFTWARE INFORMÁTICO					
Descripción	Coste (€)	% Utilización de producto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste imputable
PTC Creo	4.400	10	0,2	12	7,3
Ansys	6.500	50	5	12	1354,17
Microsoft Office	99,99	50	1	12	4,17
Total (€)					1365,64

Tabla 7.1. Costes de licencias de software.

PERSONAL				
Descripción	Categoría	Coste/mes (€)	Dedicación (meses)	Coste imputable (€)
Alejandro Bustos Caballero	Ingeniero profesional	2800	1,5	4200
Álvaro Cid Gárgoles	Ingeniero en prácticas	1000	3	3000
Total (€)				7200

Tabla 7.2. Costes de personal.

EQUIPOS INFORMÁTICOS					
Descripción	Dedicación (meses)	Coste (€)	% Utilización de producto	Periodo de depreciación (meses)	Coste total (€)
Ordenador personal portátil	5	1000	60	36	83,33
Ordenador sobremesa de la universidad	1	1500	50	48	15,625
Total (€)					98,955

Tabla 7.3. Costes de equipos informáticos.

El coste imputable de los equipos informáticos y de los softwares empleados se ha calculado con la siguiente expresión (9.1):

$$C = \frac{t}{d} \cdot p \cdot u \quad (9.1)$$

Donde:

t: dedicación (meses)

d: periodo de depreciación (meses)

p: precio de compra del bien (€)

u: utilización del producto (%)

A parte de los costes calculados anteriormente, hay que tener en cuenta también los costes indirectos, los cuales incluyen los gastos por desplazamiento, por comidas, por asesoramiento... y que supone un 20 % del total del software, equipos y personal.

5.- Resumen de costes: se detalla en Tabla 7.4.

Concepto	Costes totales (€)
Software	1365,64
Equipos	98,955
Personal	7200
Indirectos	1732,92
Subtotal	10397,515
IVA (21%)	2183,478
Total	12580,99

Tabla 7.4. Resumen de costes y coste total

Este coste sería sin impuestos, incluyendo un IVA de un 21% el coste total del proyecto ascendería a *doce mil quinientos ochenta euros con noventa y nueve céntimos*

7.4. Impacto socio-económico

El tren, como se observa a lo largo de su historia en España, ha reflejado no sólo los avances tecnológicos, sino que también recoge los desastres históricos y las evoluciones sociológicas. Es por lo que su desarrollo a parte de contribuir a la economía, también debe intervenir en el progreso de la sociedad. No solo centrándose en el aspecto operativo y logístico, sino que también debe proporcionar bienestar para los ciudadanos y no dañar el medio ambiente.

Este proyecto no tendrá un impacto directo sobre la sociedad ni tampoco sobre la economía al tratarse de un trabajo teórico de investigación. No obstante si se profundizase más en este estudio, por ejemplo haciendo un análisis dinámico y se llevase a la práctica sí que podría repercutir sobre la economía y la sociedad.

En cuanto al impacto social supondría una mejora en cuanto al tiempo de los trayectos ya que se reducirían mucho al poder circular a velocidades mayores, pero por otro lado supondría más gastos en mantenimiento ya que los elementos soportarían mayores tensiones. Aunque haciendo simulaciones con otro tipo de materiales o de perfiles en la rueda, rodillos y carril se podría encontrar uno que se adaptase mejor a las condiciones operativas, llegando incluso a reducir el coste de materiales, de fabricación y de mantenimiento. Si se llevase a cabo esto habría que estudiar si es rentable cambiar todas las vías que ya hay, lo que supondría una gran inversión de tiempo y dinero, o si no es rentable.

También permitiría simular en un mismo banco de ensayos varias condiciones, ahorrando al no tener que tener más de uno. En un banco utilizando varios rodillos podría estudiarse un mayor desgaste de la rueda en menos tiempo.

Por otro lado en el banco si se realizara un estudio que consiguiese la reducción del impacto medio ambiental producido por la emisión de ruido y por la transmisión de vibraciones al entorno, reduciendo estas sobre todo en entornos con población supondría un impacto social positivo.

8. REFERENCIAS

- [1] D. Herreros Soro. *Diseño y construcción de un banco de ensayos para un bogie de tren a escala*. Universidad pública de Navarra, Proyecto fin de carrera, 2014
- [2] Avilés, Rafael. *Análisis dinámico mediante elementos finitos*. Universidad del País Vasco, 1995.
- [3] Norma UNE-EN 13261:2009. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto*.
- [4] Norma UNE-EN 13103:2010. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño*.
- [5] Norma N.T.M. 4643.202.00: *Norma Técnica Mantenimiento. Eje Montado. U.T. CIVIA (CAF-SIEMENS)*. Edición julio 2011
- [6] Norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto*.
- [7] Norma UNE-EN 13715:2005. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura*.
- [8] Norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008. *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 kg/m*.
- [9] Norma UNE-EN 13749:2011. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Métodos para especificar los requisitos estructurales de los bastidores de bogie*.
- [10] Norma UNE-EN 12082:2008 + A1:2011. *Aplicaciones ferroviarias. Cajas de grasa. Ensayo de funcionamiento*.
- [11] "Apuntes de la asignatura Ingeniería ferroviaria", Universidad Carlos III de Madrid.
- [12] F.J González Fernández. *Ingeniería ferroviaria. Segunda edición actualizada y ampliada*. Madrid. Uned, 2010.
- [13] D. Álvarez Mántaras, P. Luque Rodríguez. *Ferrocarriles: ingeniería e infraestructura de los transportes*. Universidad de Oviedo. Servicio de publicaciones, 2003.
- [14] A. López Pita. *Infraestructuras ferroviarias*. Universidad politécnica de Cataluña, 2006.
- [15] Iwnicki, S. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group, LLC. London: CRC Press. May 2006. 1ª Edición.
- [16] A. García Serrano. *Estudio del descarrilamiento del vagón de tren de mercancías con Bogies Y25*. Universidad Carlos III de Madrid, Proyecto fin de carrera.

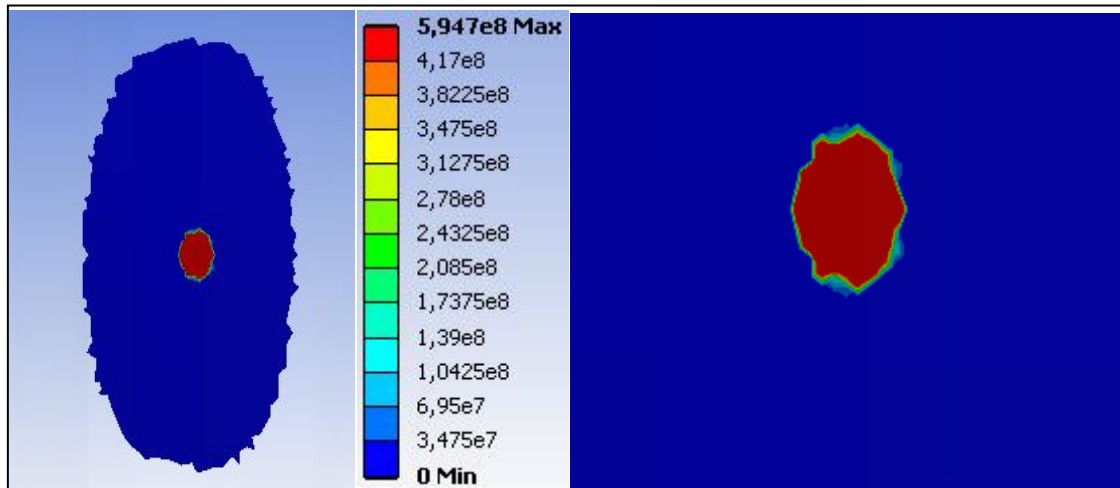
- [17] J. Plaja Martí. *II edición del curso de especialización en: ingeniería ferroviaria*. Colegio de Ingenieros de Caminos, Cataluña, 2014.
- [18] V. Díaz López. *Automóviles y ferrocarriles*. Universidad Nacional de Estudios, 2012.
- [19] F. J. Rebollo Giménez. *Análisis de ejes ferroviarios mediante el método de elementos finitos y técnicas analíticas*. Universidad Carlos III de Madrid, Proyecto fin de carrera, 2012.
- [20] E. Ortega Lester. *Simulación del contacto rueda – carril con Pro/Engineer*. Universidad Carlos III de Madrid, Proyecto fin de grado, 2012.
- [21] Kalker, J.J. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic, 1990
- [22] <http://www.ptc.es/cad/creo/parametric> (visitado el 25/08/2017).
- [23] <http://www.fem.unicamp.br/~lafer/im437/Cap11.pdf> (visitado el 25/08/2017).
- [24] S. Poncio González. *Análisis en Creo de la huella rueda-carril*. Universidad Carlos III de Madrid, Trabajo fin de grado, 2016.
- [25] *ANSYS Mechanical Structural Nonlinearities. Introduction to contact. ANSYS Customer training material* (disponible en http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab6_lecture.pdf).
- [26] M. Llompart Asorey. *Estudio de la evolución de la huella rueda – carril*. Universidad Carlos III de Madrid, Trabajo fin de grado, 2016.
- [27] D. Herreros Soro. *Diseño y construcción de un banco de ensayos para un bogie de tren a escala*. Universidad pública de Navarra, Proyecto fin de carrera, 2014.

9. ANEXOS

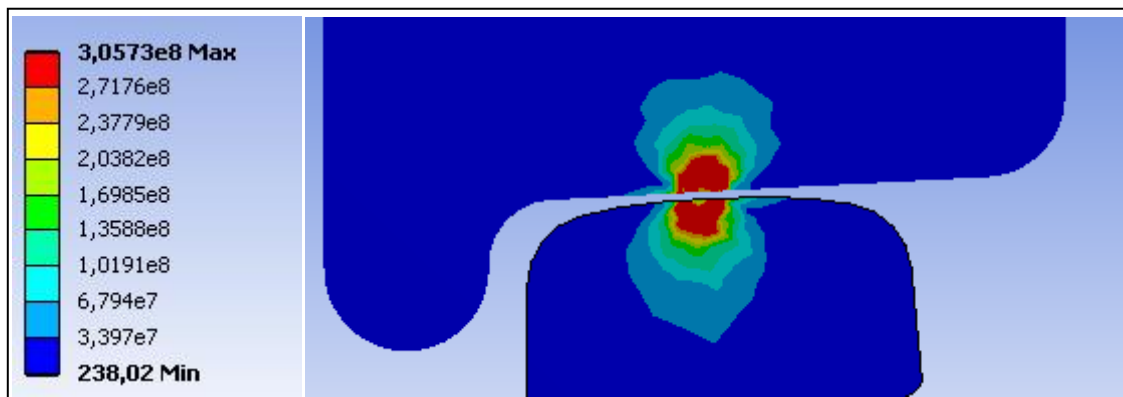
9.1. Anexo A: Valoración de cargas en el eje

A.1.Carga de 2,5 T

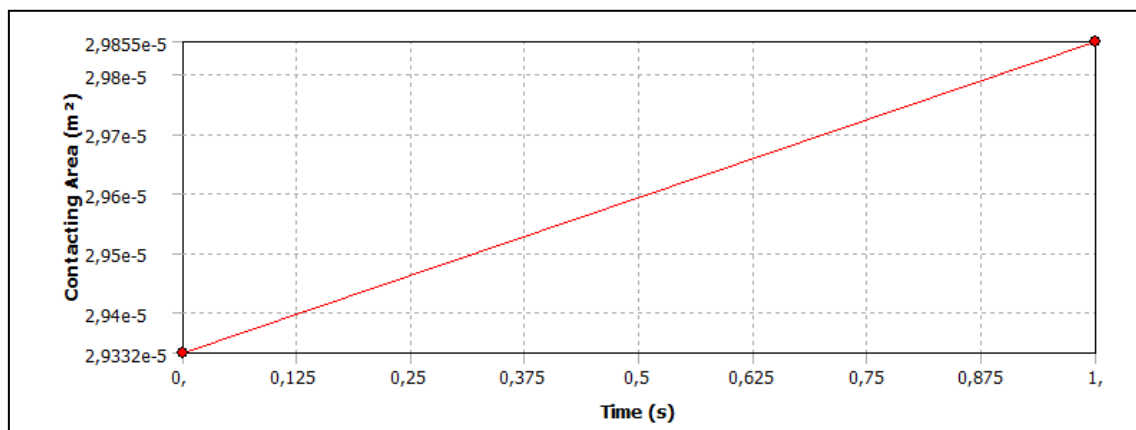
Presión máxima = 594,7 MPa



Tensión máxima de Von Misses = 305,73 MPa

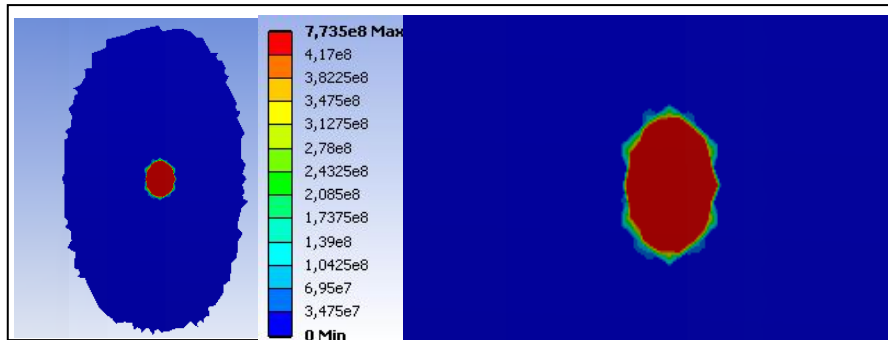


Área de contacto: 29,855 mm²

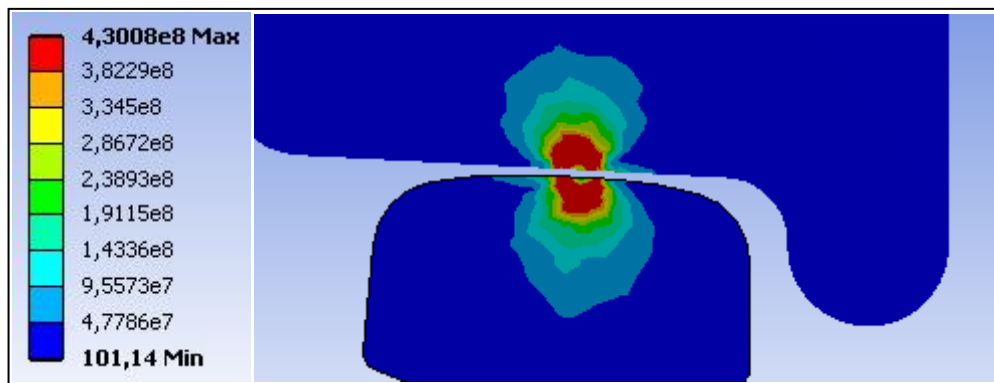


A.2. Carga de 5 T

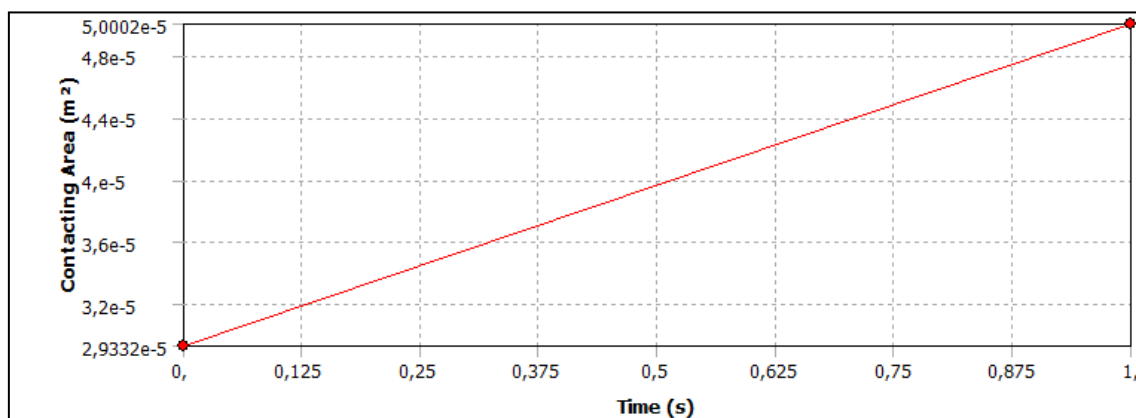
Presión máxima = 773,5 MPa



Tensión máxima de Von Mises = 430 MPa

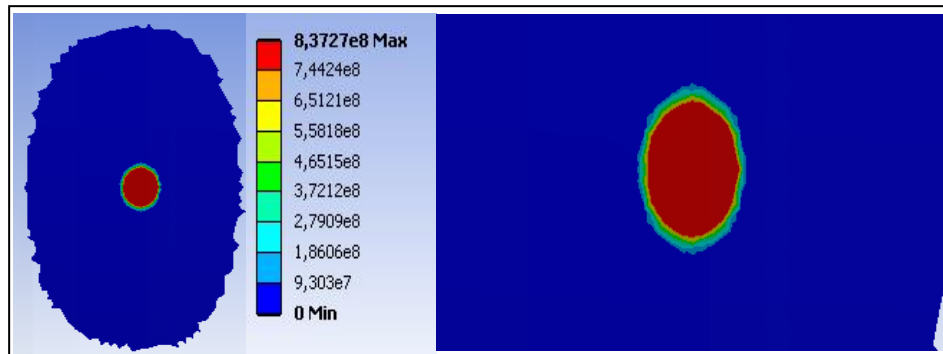


Área de contacto: 50 mm²

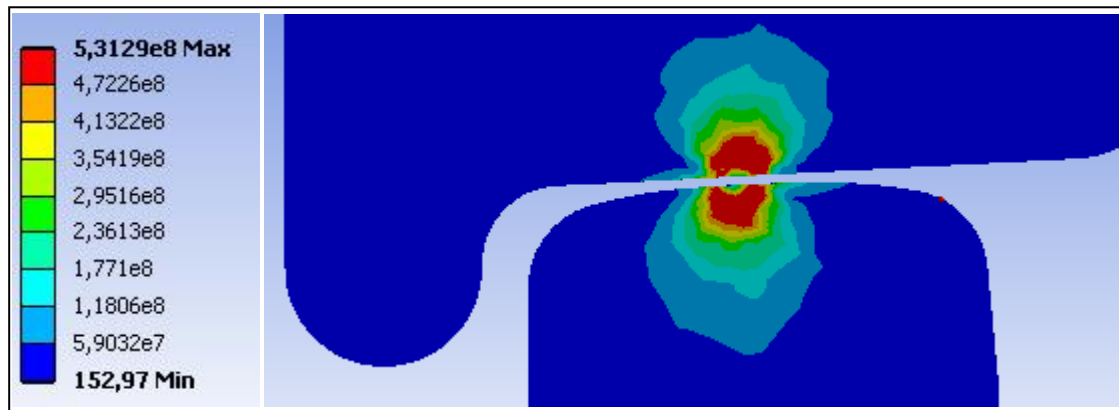


A.3. Carga de 7,5 T

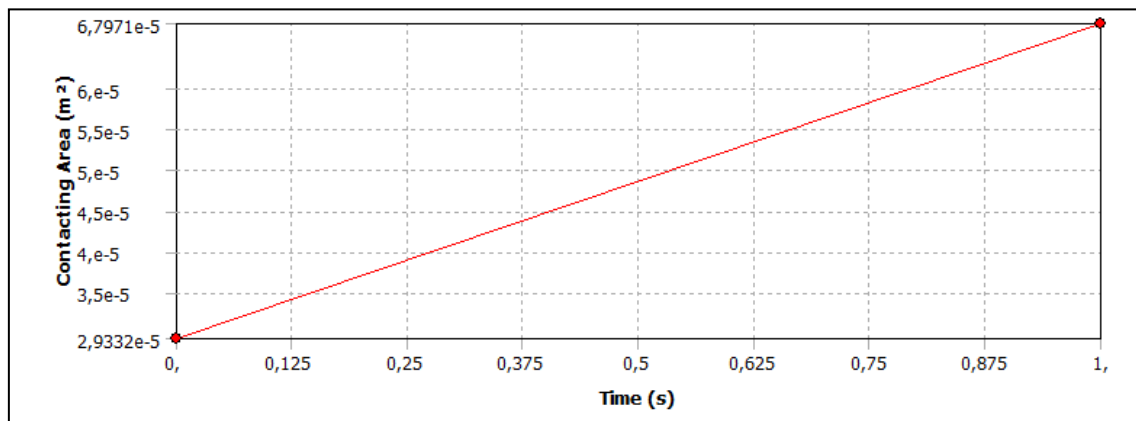
Presión máxima = 837,27 MPa



Tensión máxima de Von Misses = 531,29 MPa

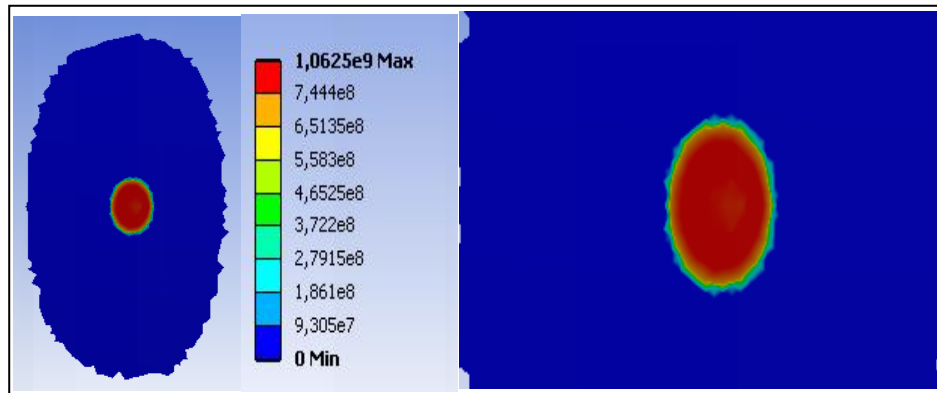


Área de contacto: 67,971 mm²

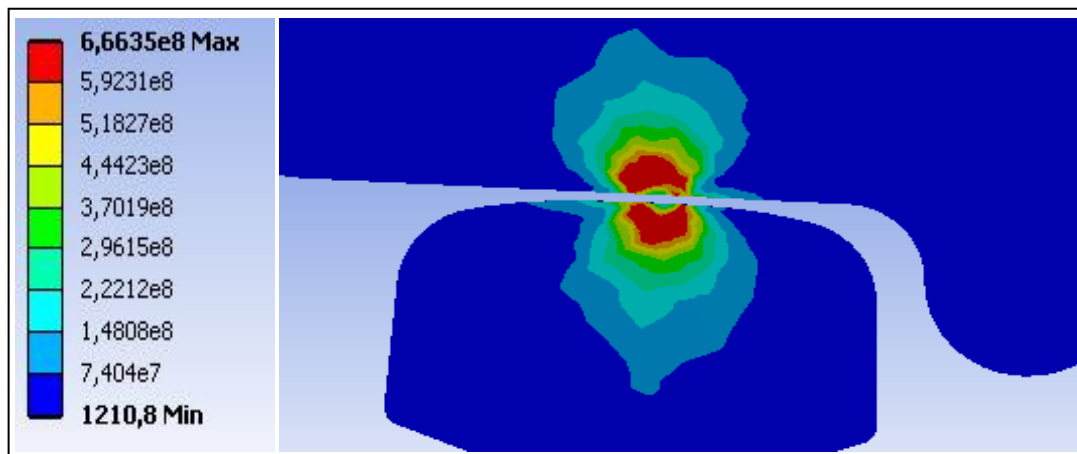


A.4. Carga de 12,5 T

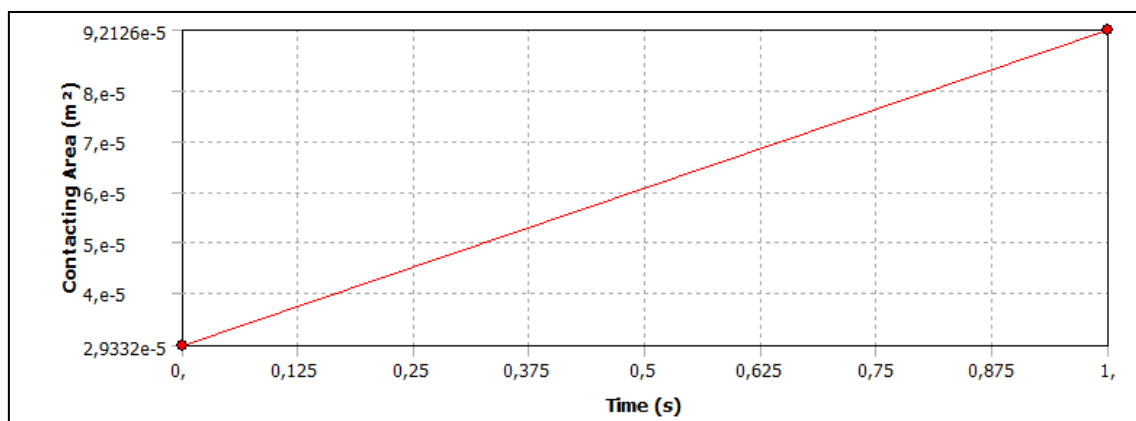
Presión máxima = 1062,5 MPa



Tensión máxima de Von Misses = 666,35 MPa

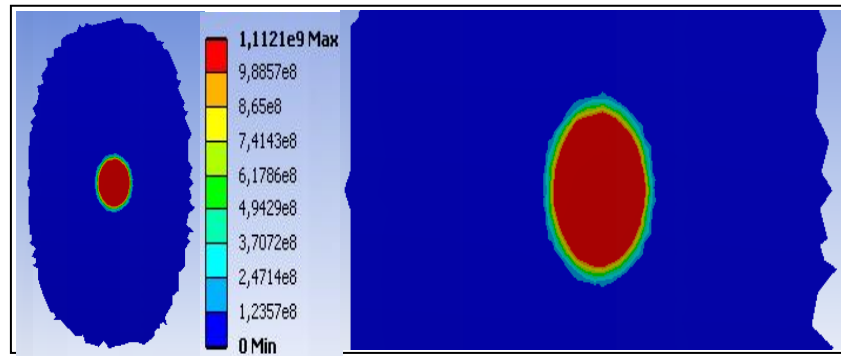


Área de contacto: 92,126 mm²

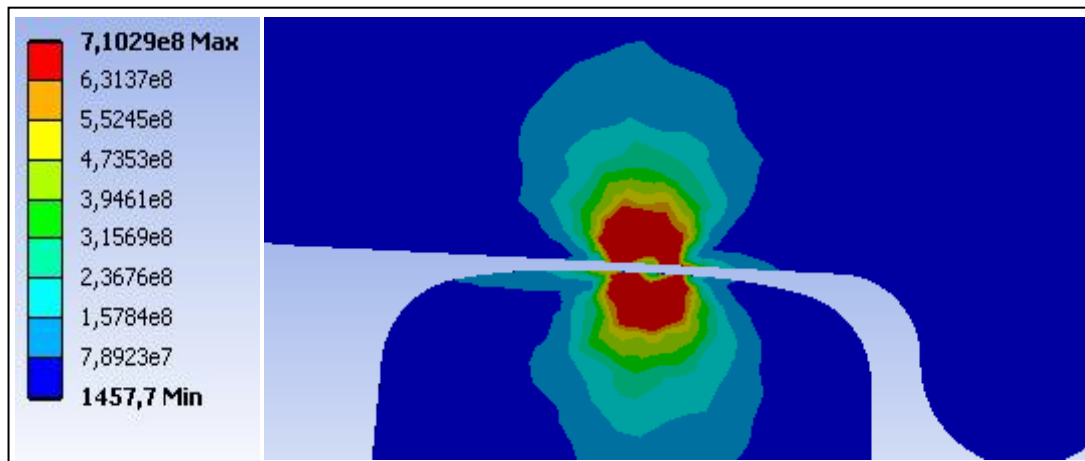


A.5. Carga de 15 T

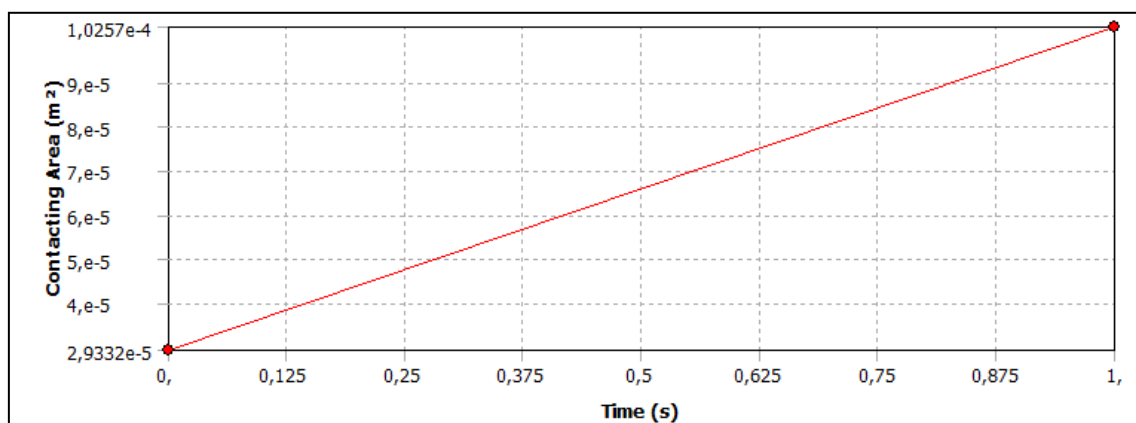
Presión máxima = 1112,1 MPa



Tensión máxima de Von Mises = 710,29 MPa

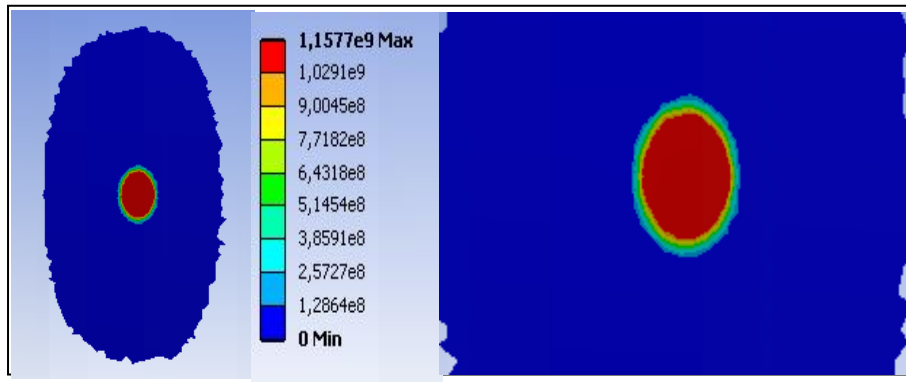


Área de contacto: 102,57 mm²

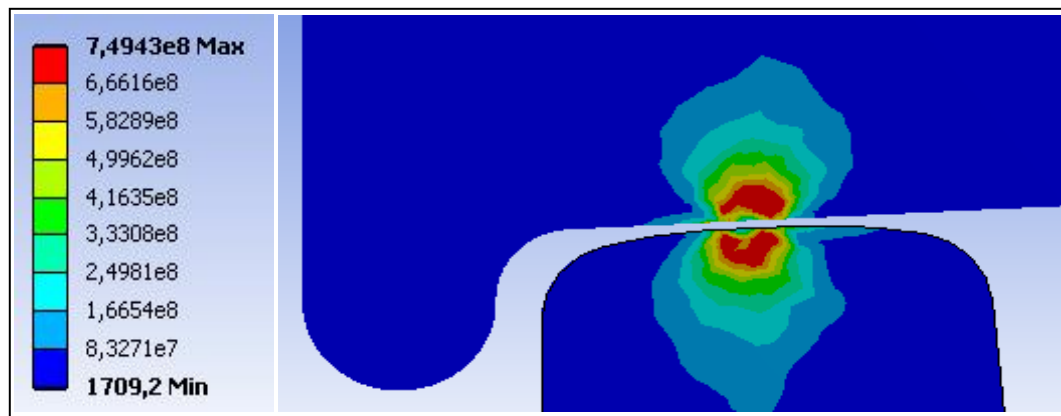


A.6. Carga de 17,5 T

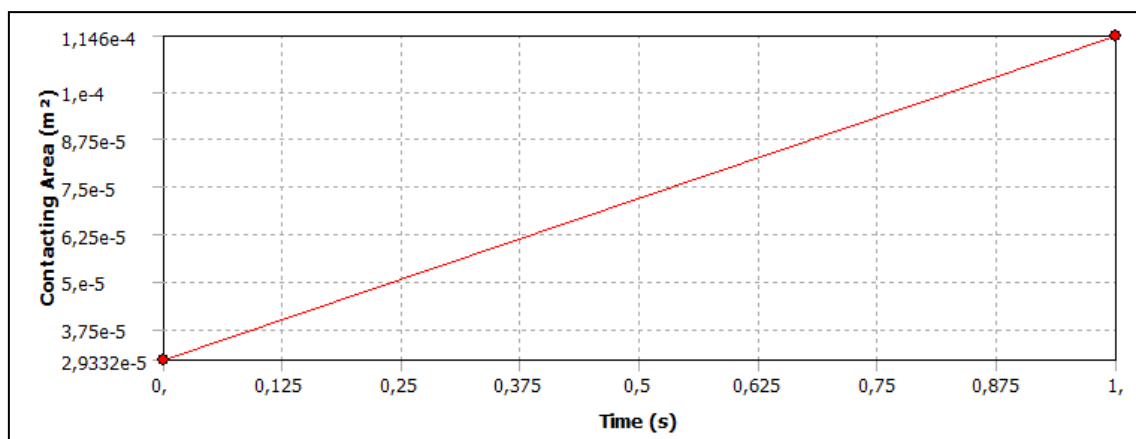
Presión máxima = 1157,7 MPa



Tensión máxima de Von Misses = 749,43 MPa

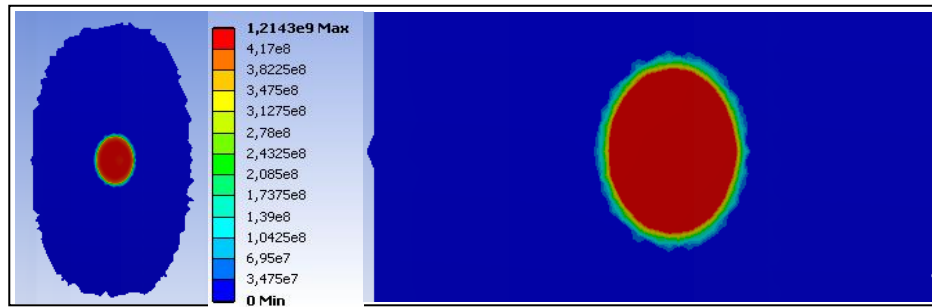


Área de contacto: 114,6 mm²

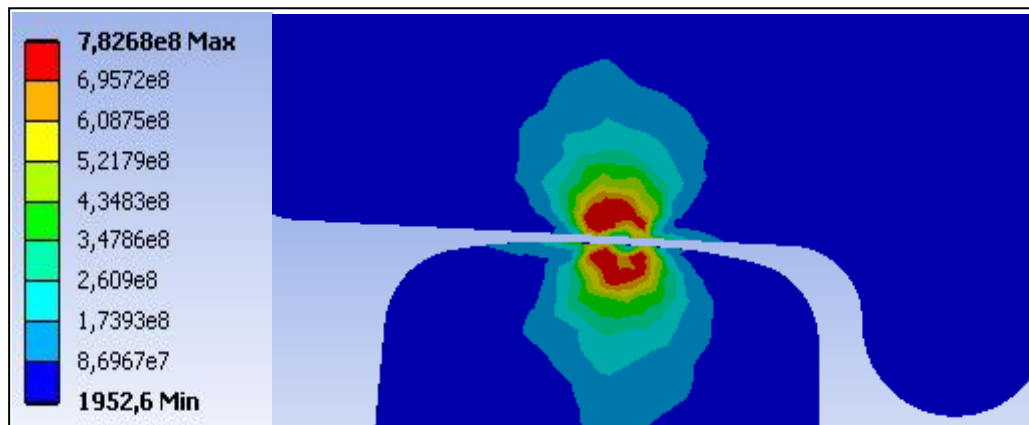


A.7. Carga de 20 T

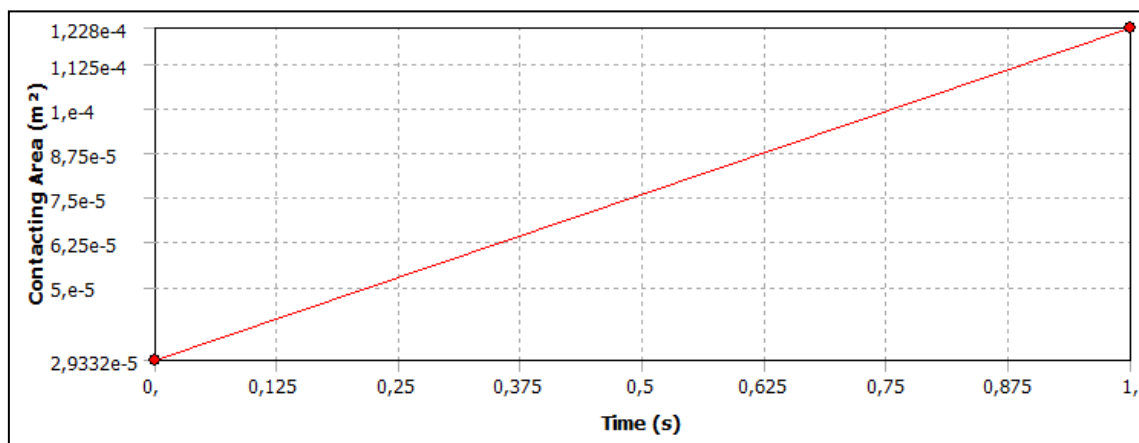
Presión máxima = 1214,3 MPa



Tensión máxima de Von Mises = 782,68 MPa

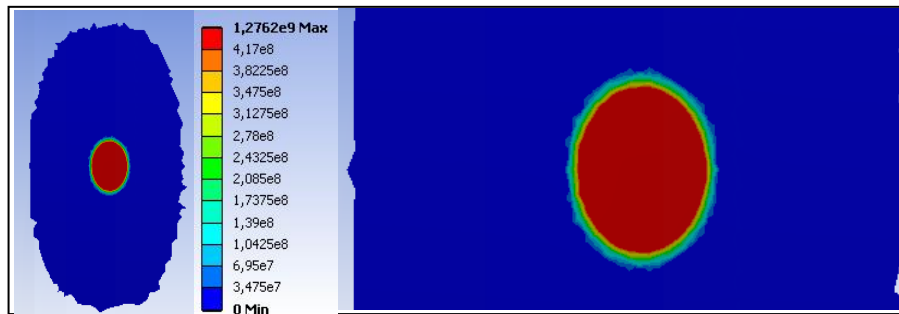


Área de contacto: 122,8 mm²

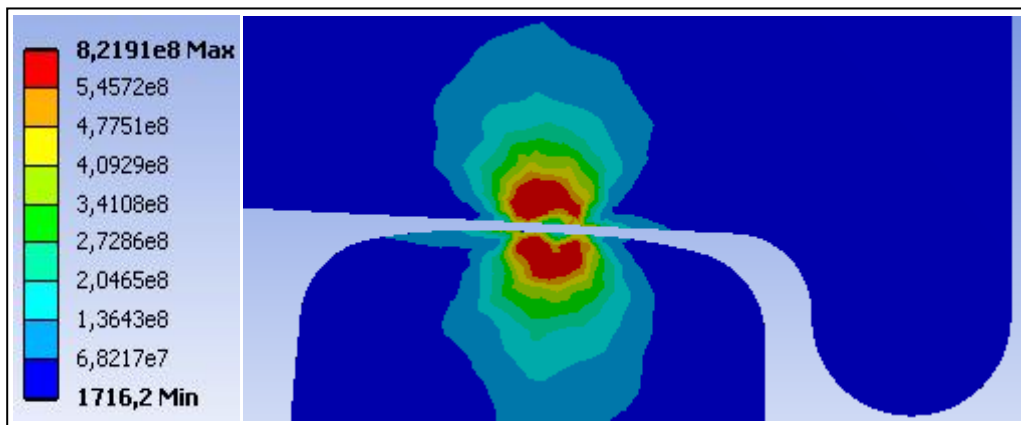


A.8. Carga de 22,5 T

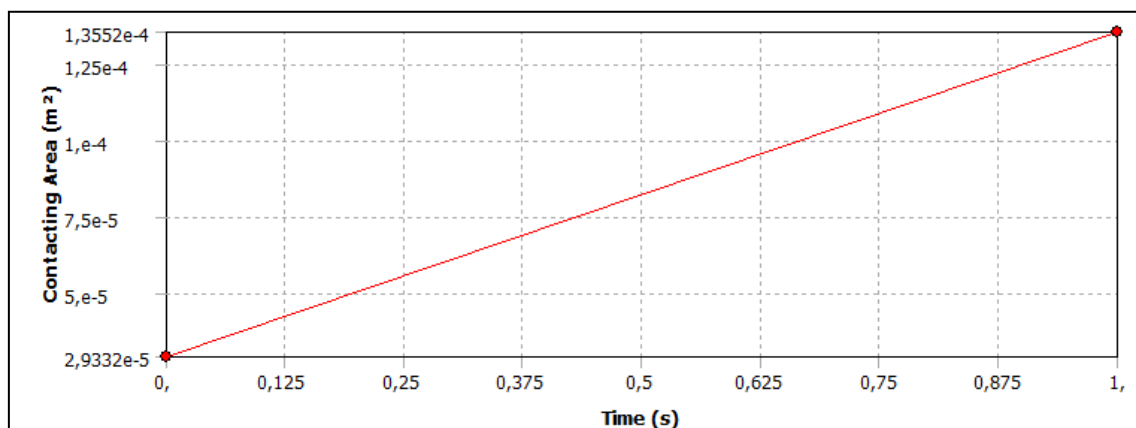
Presión máxima = 1276,2 MPa



Tensión máxima de Von Misses = 821,91 MPa

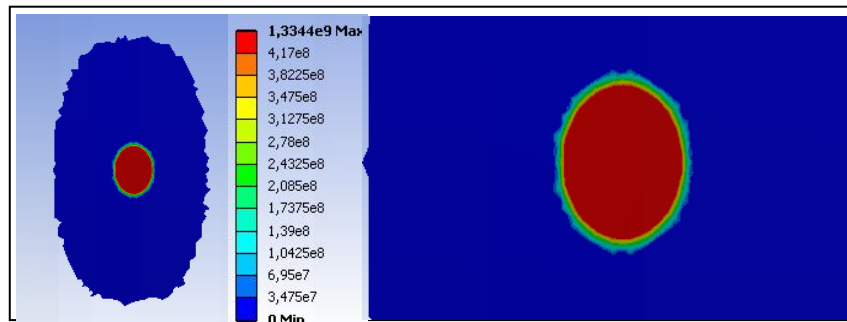


Área de contacto: 135,52 mm²

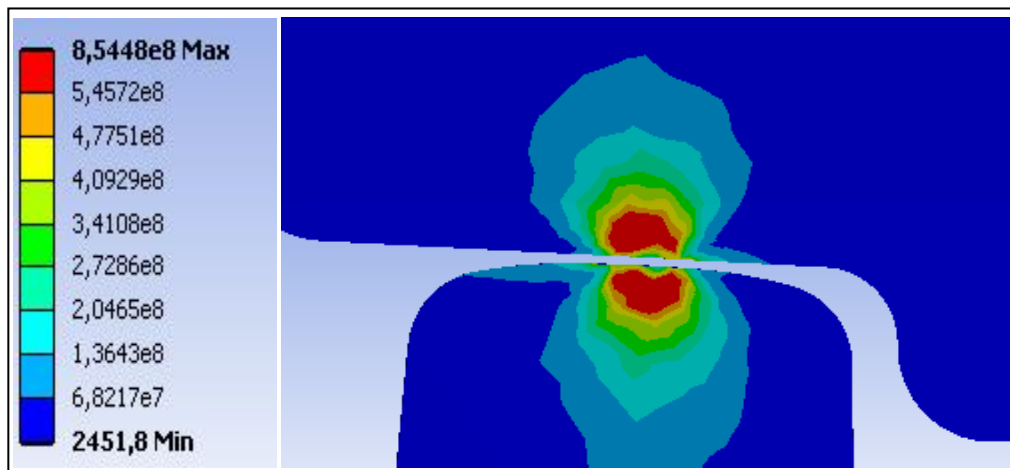


A.9. Carga de 25 T

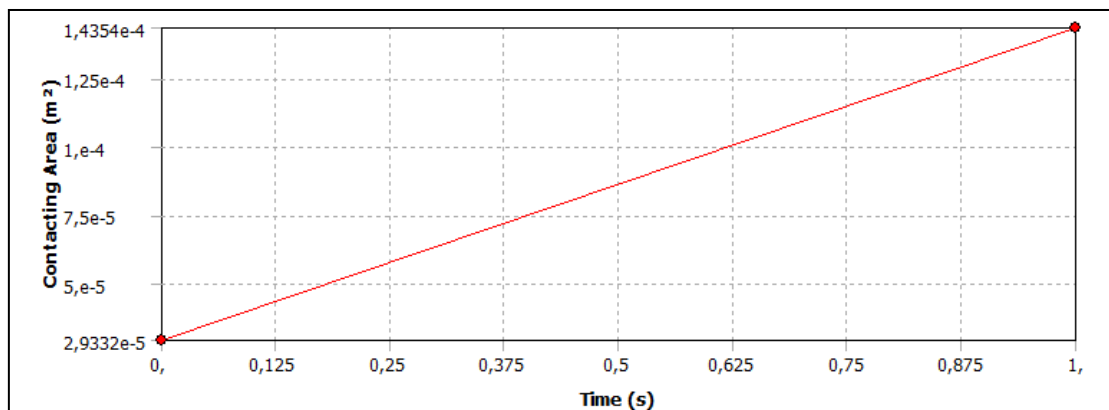
Presión máxima = 1334,4 MPa



Tensión máxima de Von Misses = 854,48 MPa

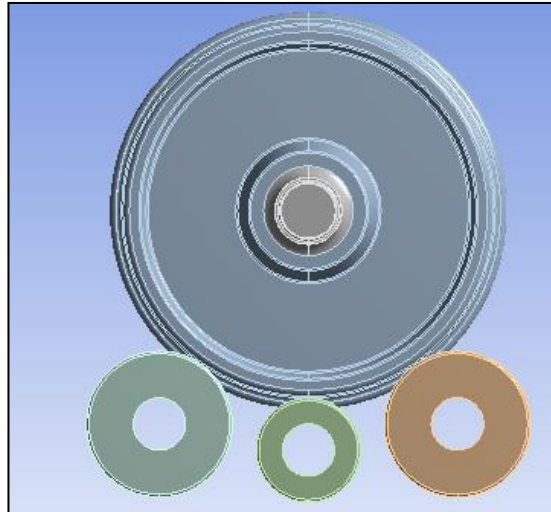


Área de contacto: 143,54 mm²

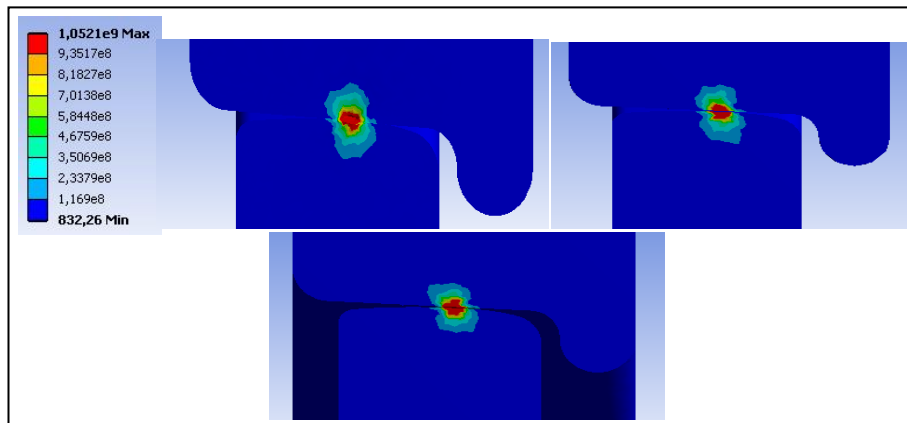


9.2. Anexo B: Valoración del diámetro del rodillo central con carga 10 Tn

B.1. Diámetro central de 250 mm

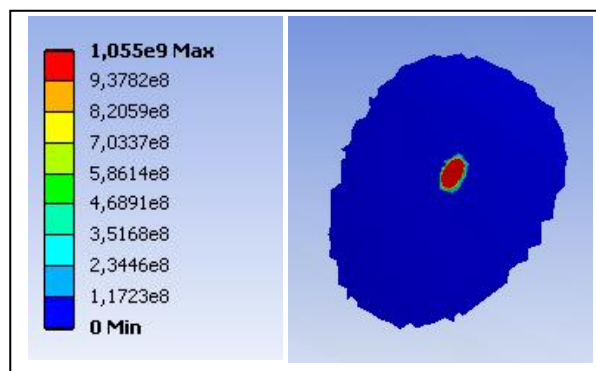


Tensión máxima de Von Misses : 1052,1 MPa

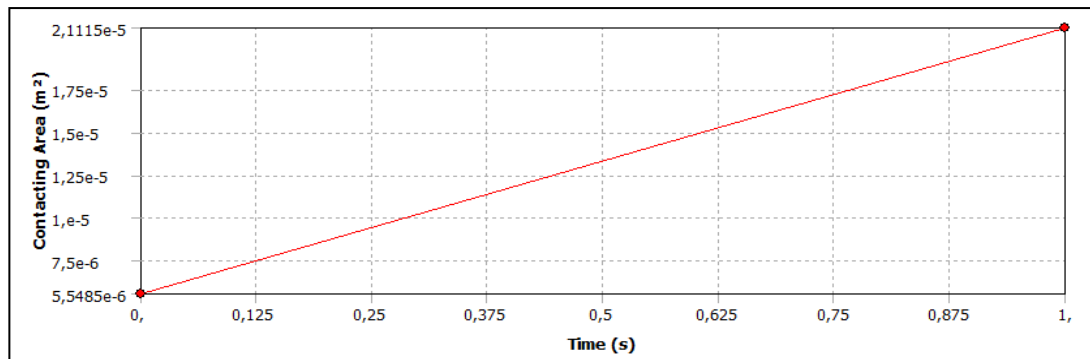


● Rodillo izquierdo:

Presión máxima: 1055 MPa

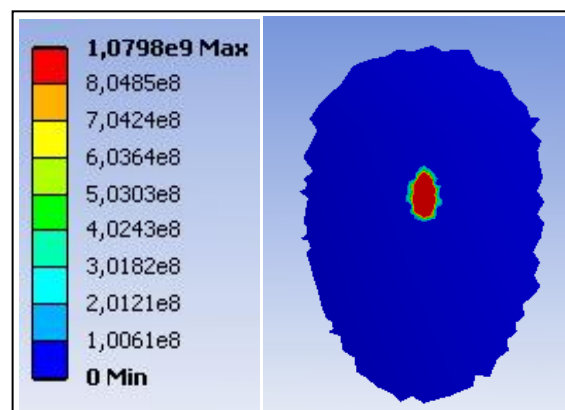


Área de contacto: $21,115 \text{ mm}^2$

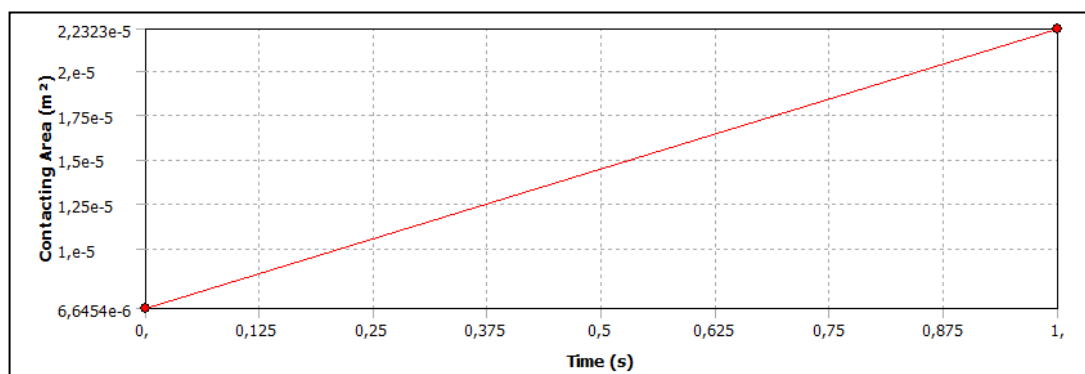


● **Rodillo central:**

Presión máxima: 1079,8 MPa

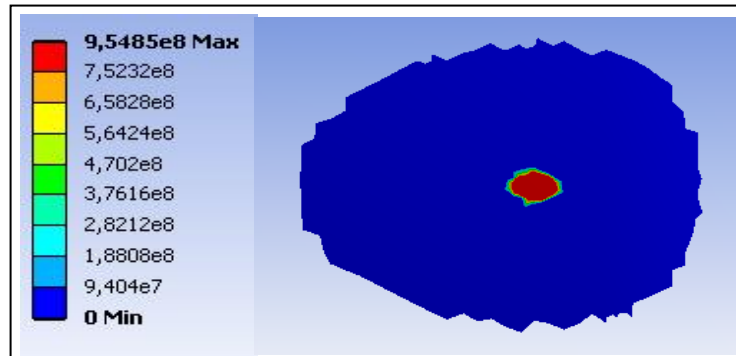


Área de contacto: $22,323 \text{ mm}^2$

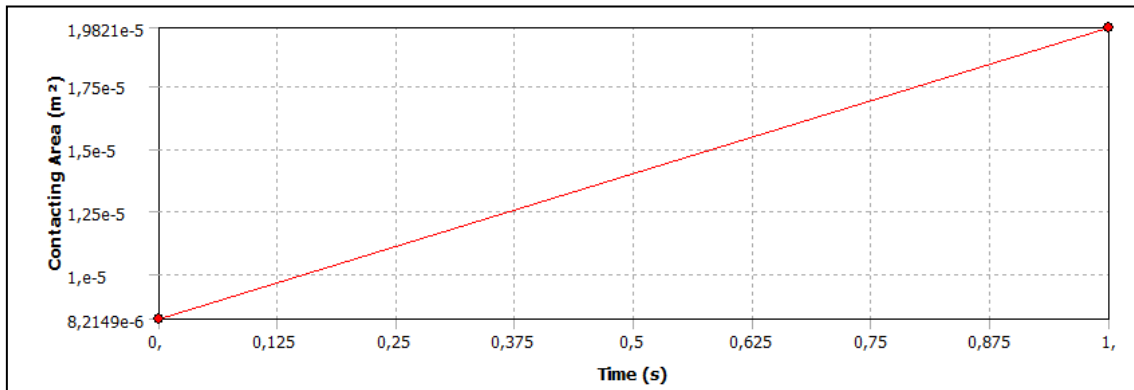


●Rodillo derecho:

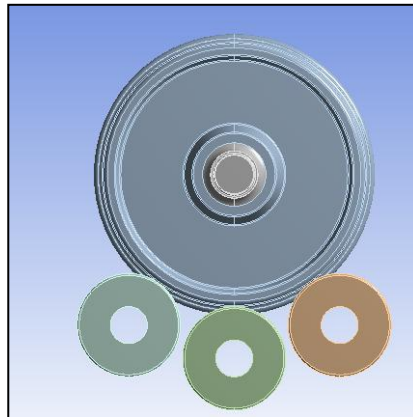
Presión máxima: 954,85 MPa



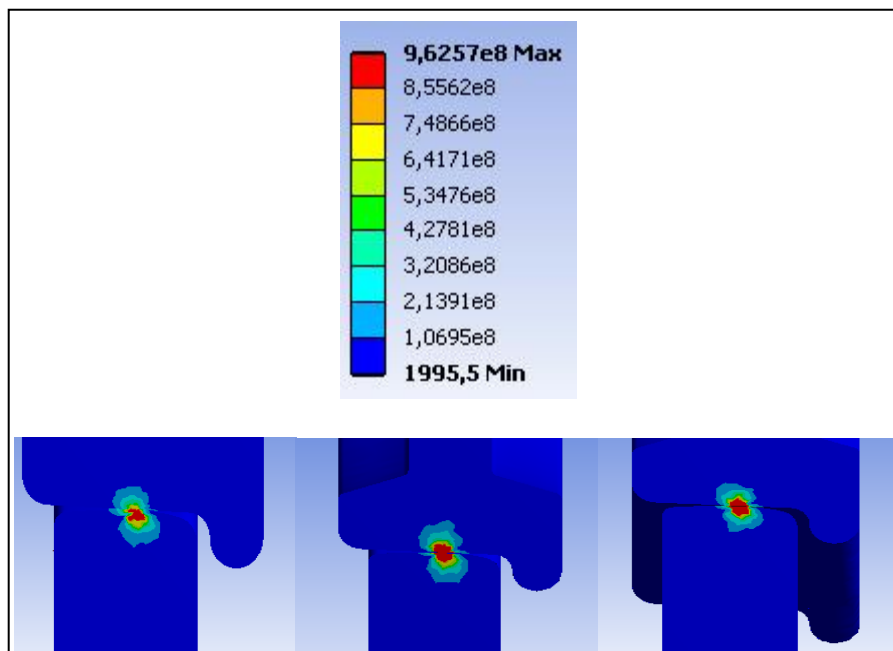
Área de contacto: 19,821 mm²



B.2. Diámetro central de 350 mm

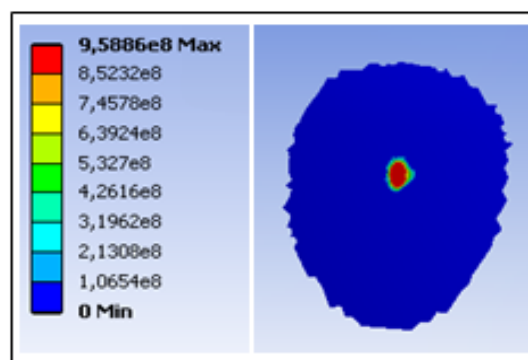


Tensión máxima de Von Mises: 962,57 MPa

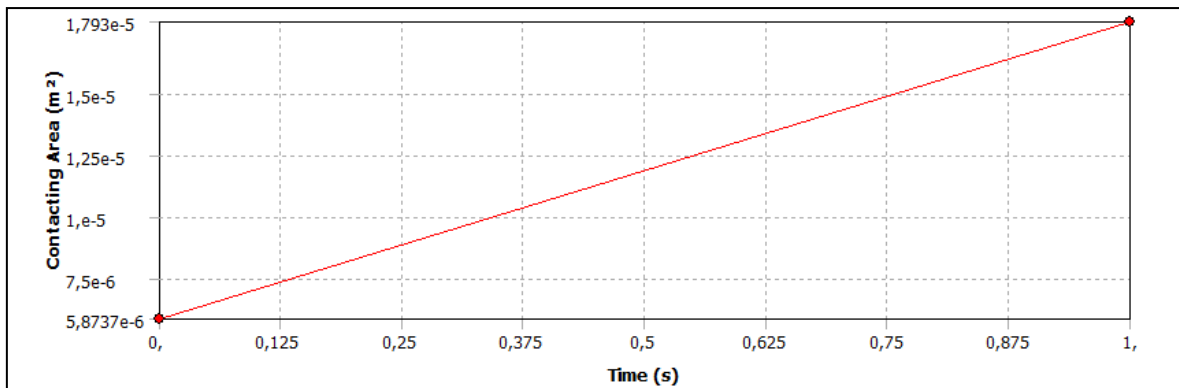


●Rodillo izquierdo:

Presión máxima: 958,86 MPa

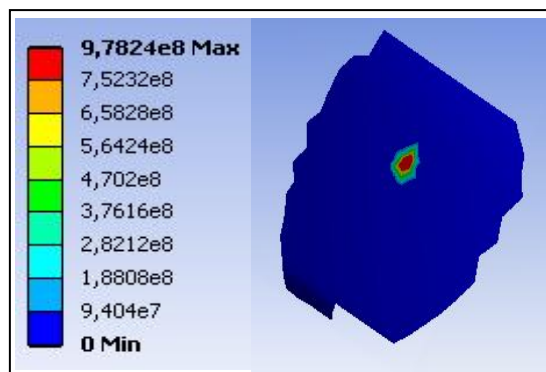


Área de contacto: $17,93 \text{ mm}^2$

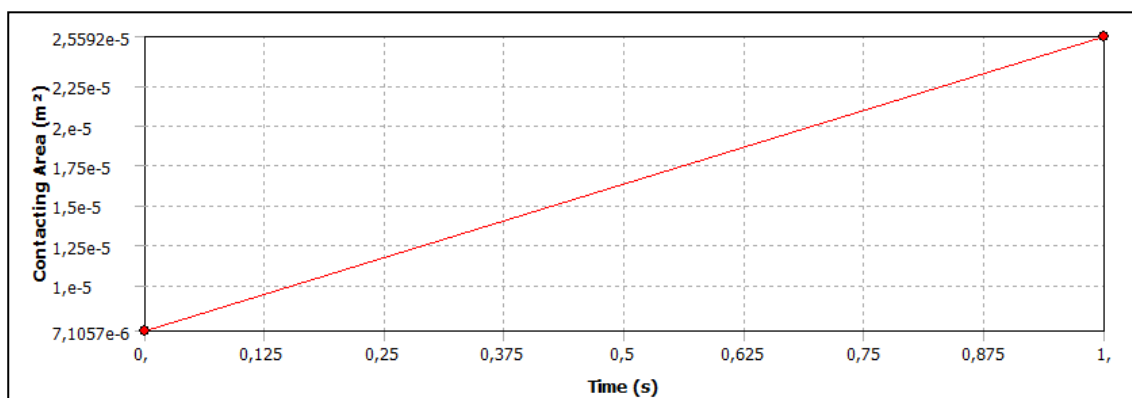


● Rodillo central:

Presión máxima: 978,24 MPa

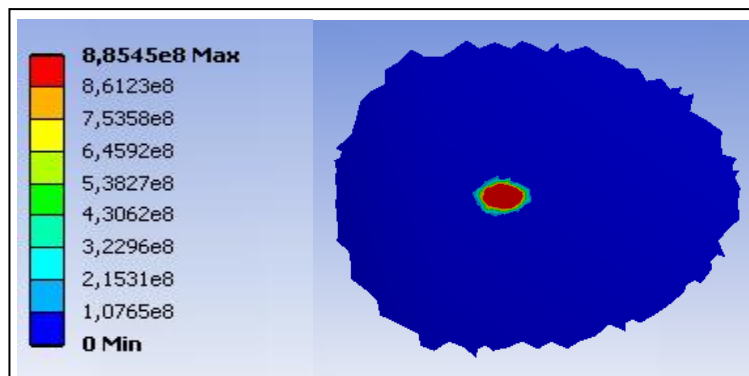


Área de contacto: $25,592 \text{ mm}^2$

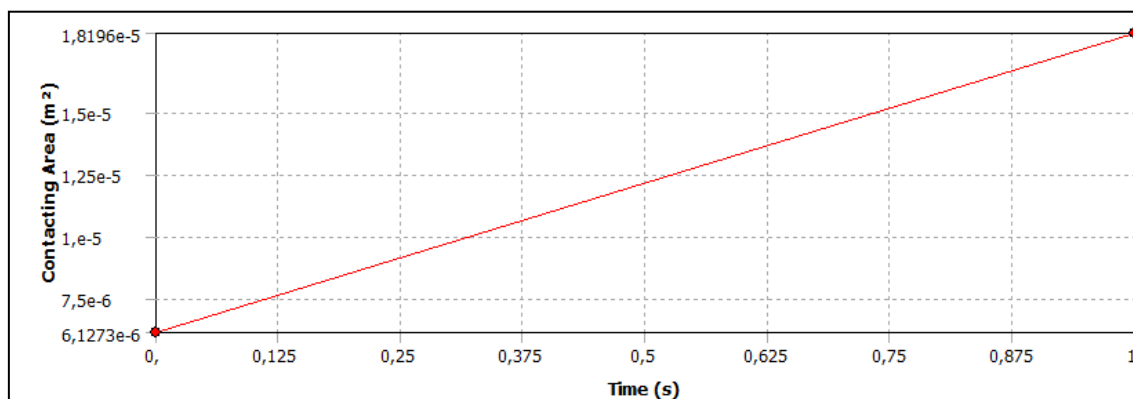


● Rodillo derecho:

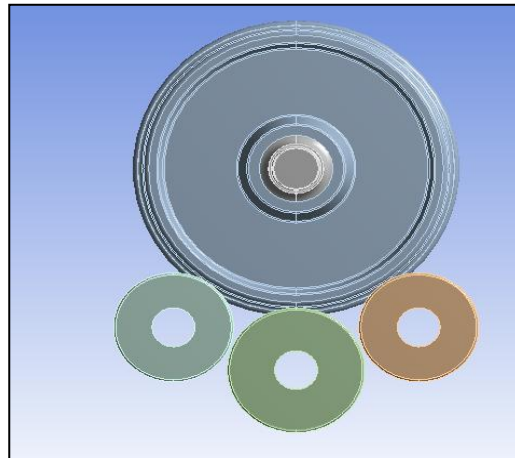
Presión máxima: 885,45 MPa



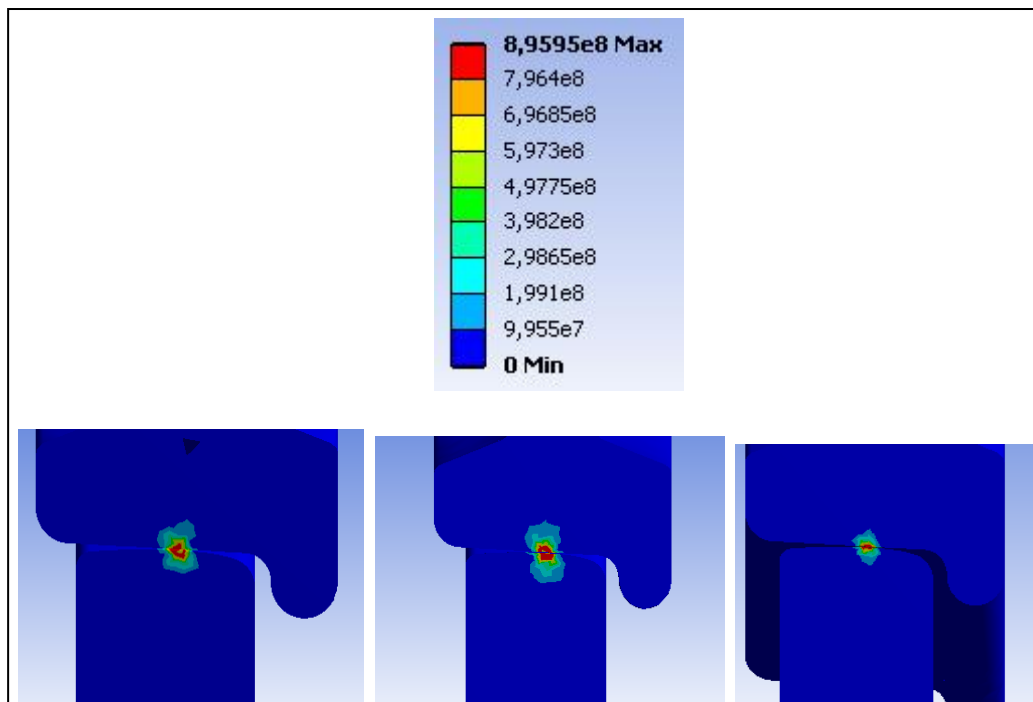
Área de contacto: 18,196 mm²



B.3. Diámetro central de 400 mm

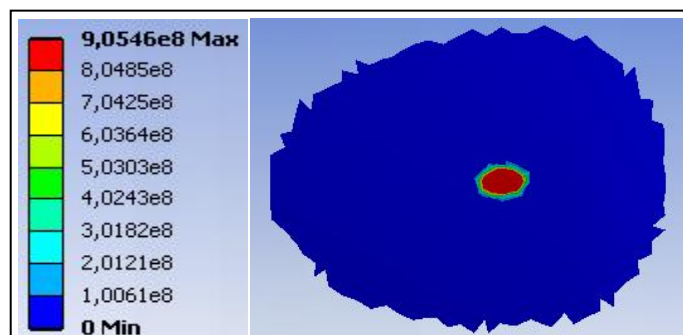


ensión máxima de Von Misses: 895,95 MPa

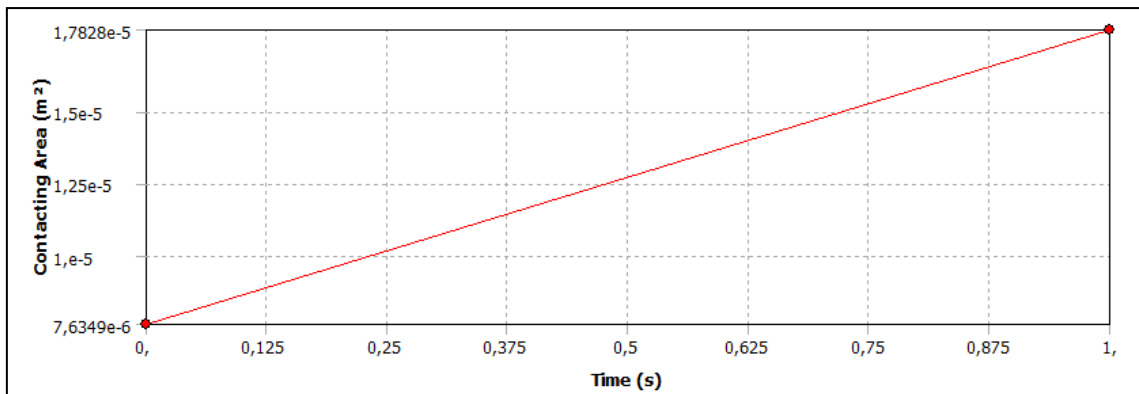


●Rodillo izquierdo:

Presión máxima: 905,46 MPa

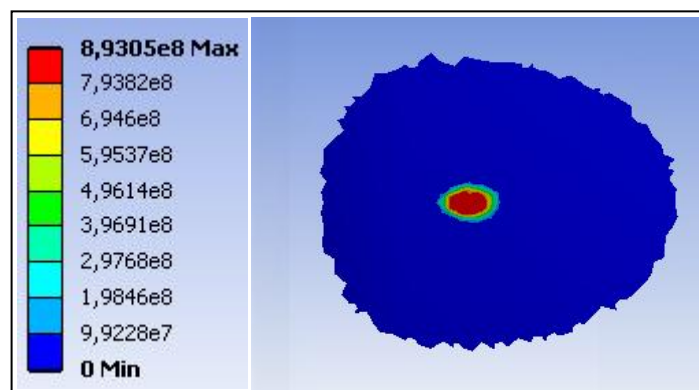


Área de contacto: $17,828 \text{ mm}^2$

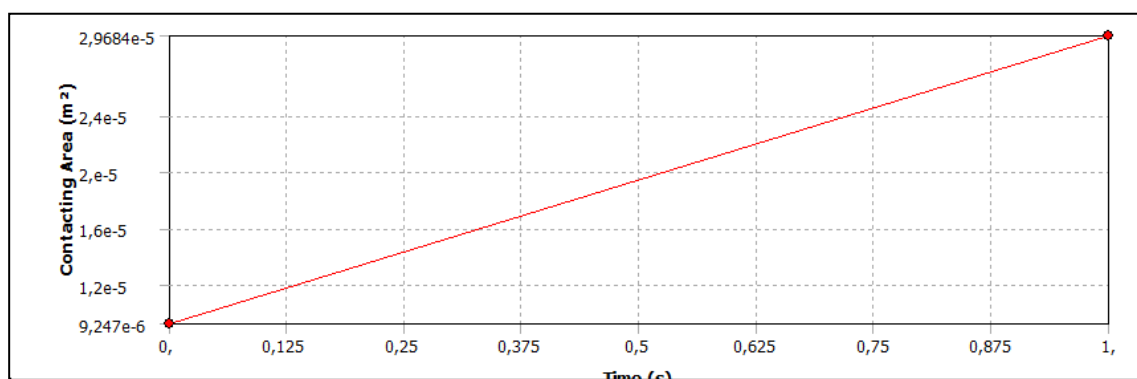


●Rodillo central:

Presión máxima: $893,05 \text{ mm}^2$

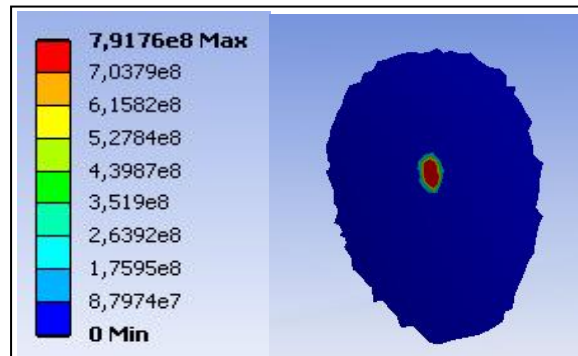


Área de contacto: $29,68 \text{ mm}^2$

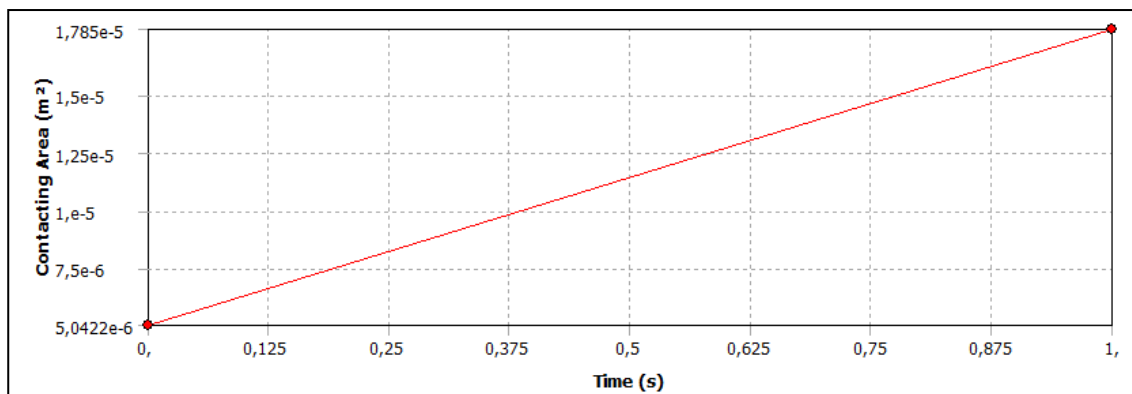


●Rodillo derecho:

Presión máxima: 791,76 MPa

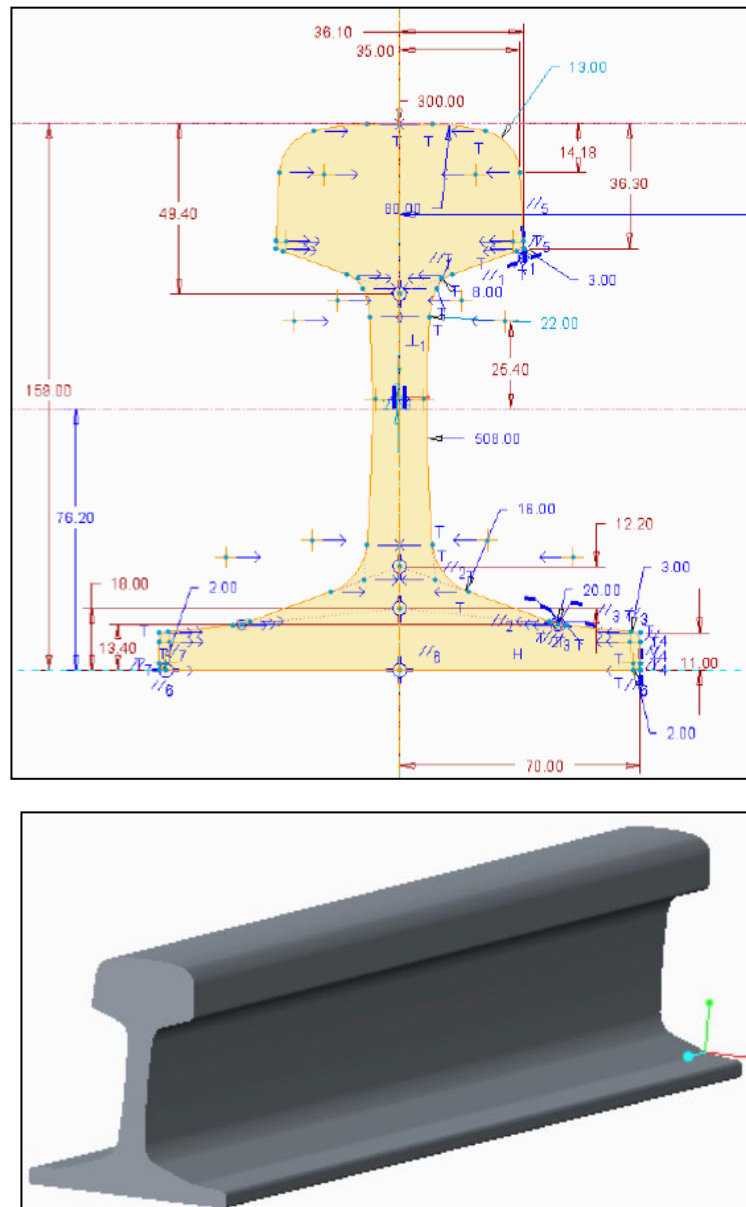


Área de contacto: 17,85 mm²

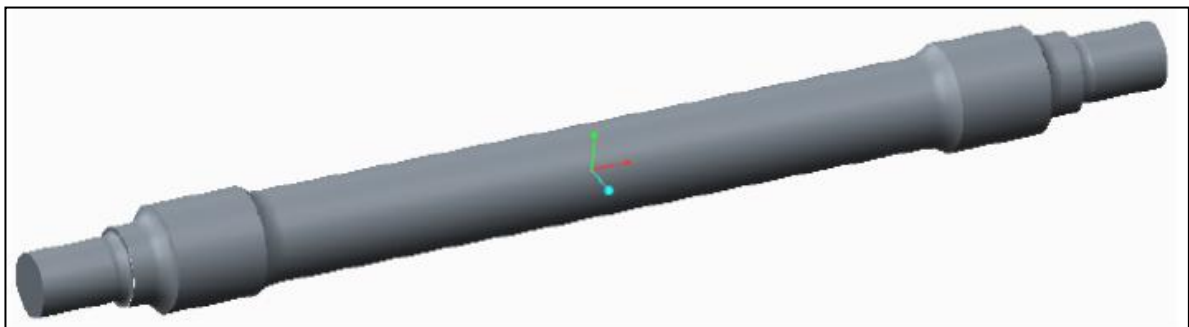
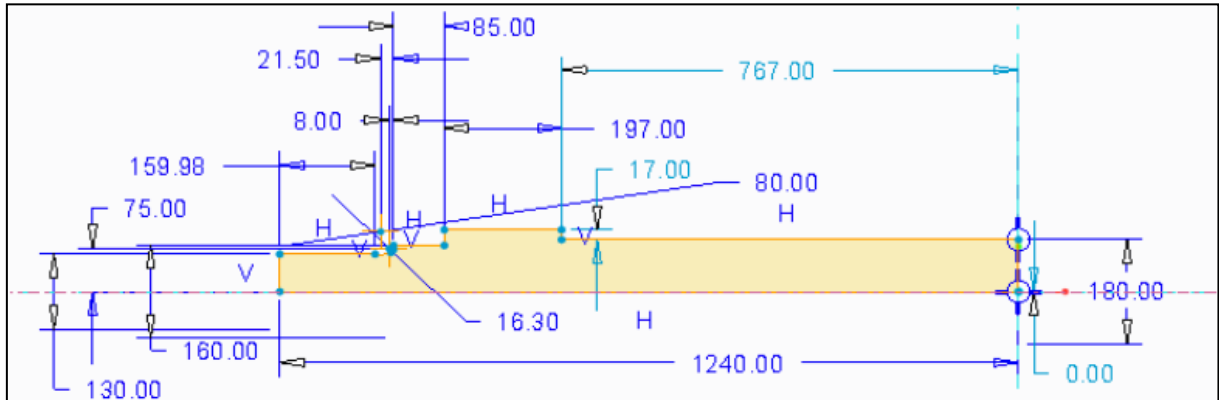


9.3. Anexo C: Perfiles empleados en cada elemento

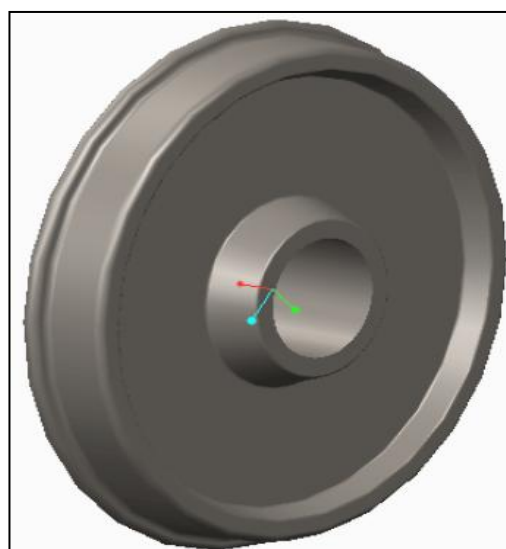
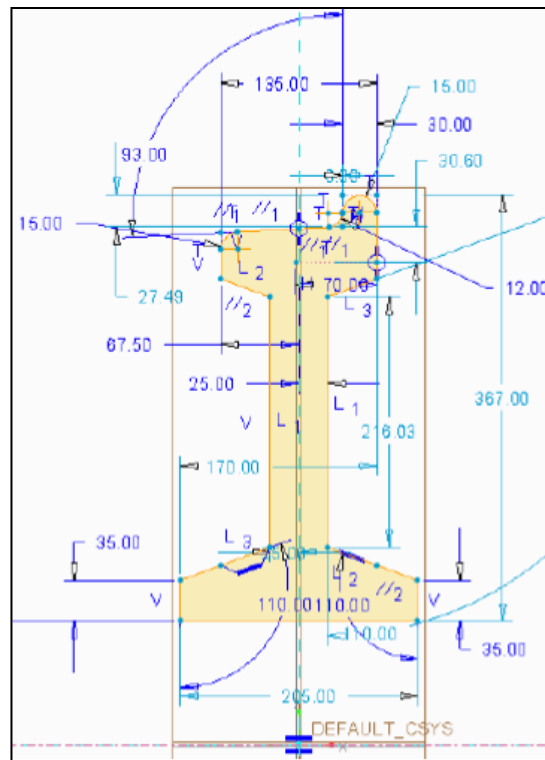
C.1. Perfil empleado en el carriil



C.2. Perfil empleado en el eje



C.3. Perfil empleado en la rueda



C.4. Perfil empleado en el rodillo

